

SVEUČILIŠTE U ZAGREBU  
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE

# **ZAVRŠNI RAD**

**Tomislav Slaninka**

Zagreb, 2015.

SVEUČILIŠTE U ZAGREBU  
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE

# **ZAVRŠNI RAD**

Mentor:

Dr. sc. Dragan Žeželj, docent

Student:


Tomislav Slaninka

Zagreb, 2015.


Izjavljujem da sam ovaj rad izradio samostalno koristeći stečena znanja tijekom studija i navedenu literaturu.

Zahvaljujem se svome mentoru, doc. dr. sc. Draganu Žeželju, na savjetima i ukazanoj pomoći tijekom izrade ovog rada.

Tomislav Slaninka



**SVEUČILIŠTE U ZAGREBU**  
**FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE**  
 Središnje povjerenstvo za završne i diplomske ispite  
 Povjerenstvo za završne ispite studija strojarstva za smjerove:  
 procesno-energetski, konstrukcijski, brodstrojarski i inženjersko modeliranje i računalne simulacije



Sveučilište u Zagrebu	
Fakultet strojarstva i brodogradnje	
Datum	Prilog
Klasa:	
Ur.broj:	

## ZAVRŠNI ZADATAK

Student: **Tomislav Slaninka**

Naslov rada na hrvatskom jeziku: **Uređaj za odmatanje i rezanje sijena iz bale**

Naslov rada na engleskom jeziku: **Hay bundle unrolling and cutting device**

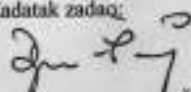
Opis zadatka:  
 Potrebno je izraditi konstrukcijsko rješenje uređaja za odmatanje i rezanje željene količine sijena iz strojno pakiranih bala suhog sijena. Tijekom razmatranja rješenja u obzir je potrebno uzeti sljedeće:

- rješenje se odnosi na rolo bale standardnih dimenzija,
- najveća dopuštena masa bale suhog sijena iznosi 350 kg  $\pm 10\%$ ,
- uređaj mora biti moguće demontirati i jednostavno sklopiti zbog transporta,
- zavisno od konstrukcijskog rješenja uređaj treba biti opremljen vlastitim upravljanjem pogonom,
- ključne dijelove sustava potrebno je dimenzionirati na temelju odgovarajućih proračuna,
- posebnu pažnju posvetiti sigurnosti.

Vrijednosti potrebne za proračun i odabir pojedinih komponenti usvojiti iz postojećih rješenja sličnih sustava, iskustvenih vrijednosti te u dogovoru s mentorom.  
 Konstrukcijsko rješenje modelirati u odabranom 3D programu i prikazati sklopnim crtežom. Opseg radioničke dokumentacije dogovoriti s mentorom.  
 U radu navesti korištenu literaturu, norme kao i eventualnu pomoć.

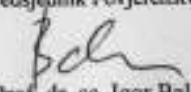
Mnt. br.: 0035184399

Zadatak zadan:  
25. studenog 2014.

Zadatak zadan:  
  
 doc. dr. sc. Dragomir Žeželj

Rok predaje rada:  
 1. rok: 26. veljače 2015.  
 2. rok: 17. rujna 2015.

Predviđeni datumi obrane:  
 1. rok: 2., 3., i 4. ožujka 2015.  
 2. rok: 21., 22., i 23. rujna 2015.

Predsjednik Povjerenstva:  
  
 Prof. dr. sc. Igor Balen

## **SADRŽAJ**

<i>SADRŽAJ</i> .....	3
<i>POPIS SLIKA</i> .....	5
<i>POPIS TABLICA</i> .....	6
<i>POPIS TEHNIČKE DOKUMENTACIJE</i> .....	7
<i>POPIS OZNAKA</i> .....	8
1. UVOD .....	11
2. SPREMANJE SIJENA .....	12
2.1. Strojevi za baliranje sijena .....	12
2.2. Sijeno iz rolo bale .....	14
3. ANALIZA TRŽIŠTA .....	15
3.1. Mikser prikolica VM 10-1 .....	15
3.2. Mammut, Rezač bale .....	16
3.3. Forager X10 .....	17
3.4. BZT – Odvrtač rolo bale (njem. Rundballen-Zerteiler) .....	18
3.5. Wolagri T12 .....	19
4. PRETRAGA BAZE PATENATA .....	21
4.1. Uređaj za odmatanje rolo bala .....	21
4.2. Uređaj za rukovanje i odmatanje rolo bale sijena .....	22
4.3. Uređaj za obradu rolo bala .....	23
5. FUNKCIJSKA DEKOMPOZICIJA .....	24
6. MORFOLOŠKA MATRICA .....	25
7. KONCEPTI .....	28
7.1. Koncept I .....	28
7.2. Koncept II .....	29
7.3. Koncept III .....	30
7.4. Koncept IV .....	31
7.5. Vrednovanje koncepata .....	32
8. PRORAČUN I KONSTRUKCIJSKA RAZRADA .....	33
8.1. Određivanje snage za rezanje .....	33
8.2. Dimenzioniranje vretena .....	34
8.3. Izbor elektromotora za rezanje .....	37
8.4. Proračun i odabir lančanog prijenosa .....	38
8.5. Određivanje potrebne snage za rotaciju bale .....	39
8.6. Odabir gumene trake .....	42
8.7. Proračun vratila .....	46
8.8. Odabir ležaja .....	49
8.8.1. Ležaj oslonca vretena .....	49
8.8.1. Ležaj oslonca osovine .....	50
8.8.2. Ležaj oslonca vratila .....	51

---

9. ZAKLJUČAK .....	52
10. Literatura .....	53

## POPIS SLIKA

Slika 1. Visokotlačna preša za kockaste bale .....	13
Slika 2. Preša za rolo bale .....	14
Slika 3. Mikser prikolica VM 10-1 .....	15
Slika 4. Mammut ( Rezač bale ) .....	16
Slika 5. Mammut .....	17
Slika 6. Forager X10 .....	17
Slika 7. BZT – Odvrtač rolo bale .....	18
Slika 8. BZT – Odvrtač rolo bale u radu .....	18
Slika 9. Wolagri T12 .....	19
Slika 10. Princip rada Wolagri T12 .....	20
Slika 11. Patent US 5067870 A .....	21
Slika 12. Patent US 5509770 .....	22
Slika 13. Patent US 7341415 B .....	23
Slika 14. Funkcijska dekompozicija .....	24
Slika 15. Koncept I .....	28
Slika 16. Koncept II .....	29
Slika 17. Koncept III .....	30
Slika 18. Koncept IV .....	31
Slika 19. Prikaz puta noža .....	33
Slika 20. Brzina noža .....	37
Slika 21. Elektromotor snage 1,1 kW .....	38
Slika 22. Sile na bali sijena .....	40
Slika 23. Elektromotor s reduktorom snage 0,55 kW .....	41
Slika 24. Minimalna sila na vratilo .....	44
Slika 25. Maksimalna sila na vratilo .....	45
Slika 26. Izometrijski prikaz sila na vratilo .....	46
Slika 27. Prikaz sila na vratilo u vertikalnoj ravnini .....	47
Slika 28. Prikaz sila na vratilo u horizontalnoj ravnini .....	47
Slika 29. Ležaj SKF 6404 .....	50
Slika 30. Ležaj SKF YAR 210-2 .....	51

***POPIS TABLICA***

Tablica 1. Morfološka matrica .....	25
Tablica 2. Vrednovanje koncepata .....	32
Tablica 3. Gumene trake .....	43



**POPIS TEHNIČKE DOKUMENTACIJE**

BROJ CRTEŽA	Naziv iz sastavnice
TS – Z – 100	Uređaj za odmatanje i rezanje sijena iz bale
TS – Z – 100 – 01	Sklop vretena
TS – Z - 100 - 02	Zavarena konstrukcija
TS – Z – 100 – 04	Sklop pogonskog bubnja
TS – Z – 100 – 04 – 1	Vratilo bubnja
TS – Z – 100 – 01 – 4	Ležajno mjesto B
TS – Z – 100 – 02 – 1	Pravokutna cijev 1

**POPIS OZNAKA**

<b>Oznaka</b>	<b>Jedinica</b>	<b>Opis</b>
$a$	m	Razmak osi
$a_b$	m	Razmak osi bubnja
$A_j$	$\text{mm}^2$	Površina jezgre vijka
$b_{gt}$	mm	Širina gumene trake
$c_1$	-	Faktor opterećenja
$c_2$	-	Korekcionni faktor za uvjete okoline
$c_3$	-	Korekcionni faktor za vrstu pogona
$d$	mm	Nazivni promjer navoja
$d_2$	mm	Srednji promjer navoja
$d_3$	mm	Mali promjer navoja
$l_{\max}$	mm	Duljina vretena
$E$	$\text{N/mm}^2$	Modul elastičnosti materijala
$E_f$	$\text{N/cm}^2$	Modul elastičnosti remena za savijanje
$f$	m	Krak hvatišta sile
$F$	N	Sila rezanja
$F_a$	N	Aksijalna komponenta sile u osloncu
$F_A$	N	Rezultantna sila u ležaju A
$F_B$	N	Rezultantna sila u ležaju B
$F_c$	N	Dodatna vlačna sila u remenu nastala usljed centrifugalne sile
$F_k$	N	Sila kotrljanja
$F_L$	N	Vučna sila lanca
$F_M$	N	Lomna sila lanca
$F_0$	N	Obodna sila na remenici
$F_p$	N	Sila prednaprežanja u remenu
$F_r$	N	Radijalna komponenta sile
$F_{VR}$	N	Sila na vratilo
$F_{vret}$	N	Sila u vretenu
$H_1$	mm	Nosiva dubina navoja
$k$	-	Faktor snage
$L$	m	Duljina lanca
$L_{gt}$	m	Duljina gumene trake
$m$	-	Faktor nošenja lanca
$M$	Nm	Moment savijanja u pojedinim presjecima
$P$	N	Ekvivalentno dinamičko opterećenje

$p$	mm	Korak lanca
$P_h$	mm	Uspon navoja
$P_D$	W	Udarna snaga lanca
$P_{EM}$	W	Potrebna snaga rezanja
$P_{EM,r}$	W	Snaga elektromotora za rotaciju bale
$P_{gt}$	W	Snaga koju prenosi gumena traka
$P_p$	W	Snaga potrebna za pokretanje bale
$P_{RS}$	W	Snaga rezanja
$m_{ba}$	kg	Masa bale sijena
$n_{ba}$	$\text{min}^{-1}$	Broj okretaja bale sijena
$n_b$	$\text{min}^{-1}$	Broj okretaja bubnja
$n_{vrt}$	$\text{min}^{-1}$	Broj okretaja vretena
$r_{ba}$	m	Polumjer bale sijena
$s$	m	Put noža
$S_k$	-	Sigurnost protiv izvijanja
$t$	s	Vrijeme
$T_{vr}$	Nmm	Moment torzije na vretenu
$v$	m/s	Brzina rezanja
$v_b$	m/s	Obodna brzina bubnja
$v_{ba}$	m/s	Obodna brzina bale
$v_{gt}$	m/s	Brzina gumene trake
$v_L$	m/s	Brzina lanca
$z_1$	-	Broj članova
$q$	kg/m	Masa lanca po metru duljine
$\alpha$	-	Obuhvatni kut remenice
$\alpha_0$	-	Faktor čvrstoće materijala
$\beta$	°	Kut nagiba boka navoja
$\varphi$	-	Faktor udara
$\lambda$	-	Stupanj vitkosti vretena
$\eta_{diz}$	-	Iskoristivost vretena pri dizanju
$\eta_{rp}$	-	Iskoristivost gumene trake
$\sigma_{dop}$	$\text{N/mm}^2$	Dopušteno naprezanje
$\sigma_c$	$\text{N/mm}^2$	Naprezanje u remenu uslijed centrifugalne sile
$\sigma_{ogr}$	$\text{N/mm}^2$	Granična vrijednost korisnog naprezanja
$\sigma_s$	$\text{N/mm}^2$	Naprezanje u remenu uslijed savijanja remena
$\mu$	-	Faktor trenja

## SAŽETAK

Tema ovog rada je konstruiranje uređaja za odmotavanje i rezanje sijena iz rolo bale. Analizom tržišta su utvrđena postojeća rješenja koja se mogu naći na tržištu. Analizom tržišta pronađena su rješenja samo za stroj koji je ovisan o traktoru. Daljnji razvoj se usmjerio k tomu da se izradi uređaj koji neće biti ovisan o traktoru. Funkcijskom strukturom su prikazane sve potrebne funkcije koje omogućavaju odmotavanje i rezanje sijena iz rolo bale. Morfološkom matricom su dana rješenja za obavljanje funkcija definiranih u funkcijskoj dekompoziciji. Na temelju danih rješenja napravljeni su koncepti koji su vodilja za daljnji razvoj. U radu je obuhvaćen proračun najvažnijih komponenti i izrađen je model iz kojeg je izrađena tehnička dokumentacija koja se nalazi u prilogu.

Ključne riječi: Sijeno, rolo bala, odmotavanje rolo bala sijena

## 1. UVOD

Poljoprivreda je sustavni proces proizvodnje tvari za čovjekovu prehranu i za ishranu životinja. Jedna je od najstarijih ljudskih djelatnosti, a kako je starija od bilo kojeg pisanog dokumenta nije moguće ustanoviti kada je ona nastala. Poslovi zahtijevaju puno fizičkog rada, pa čovjek kroz povijest upotrebljava alate i pogonska sredstva koja su mu na raspolaganju kako bi si olakšao posao. U zadnjih 50 godina značaj poljoprivrede u makroekonomskim uvjetima ja smanjen: Sredinom 20. stoljeća u poljoprivredi je radilo 50% stanovništva Europske Unije, a primarna poljoprivredna proizvodnja bila je u ruralnim područjima tradicionalni izvor prihoda. U međuvremenu, ovaj udio se kontinuirano smanjuje, tako da se danas poljoprivredom bavi samo 7% stanovništva Europske Unije. Ovo je posljedica velikih tehnoloških i strukturnih promjena na svjetskom tržištu koje su rezultirale globalizacijom poljoprivredne proizvodnje i snažnim jačanjem konkurencije u primarnom sektoru poljoprivrede.

Poljoprivreda se dijeli na ratarstvo i stočarstvo, dvije grane koje su usko povezane. Ratarstvo se bavi proučavanjem kulturnih biljaka i njihovim uzgojem, te je svojim proizvodima osnova u prehrani ljudi i stoke. Stočarstvo je djelatnost koja se bavi uzgojem sitne i krupne stoke u svrhu proizvodnje hrane i raznih sirovina. Sijeno predstavlja jednu od važnijih sirovina za prehranu stoke, te su stoga osmišljeni brojni strojevi koji olakšavaju i ubrzavaju ciklus njegove pripreme. Danas se sijeno najvećim dijelom sprema u rolo bale koje su velike mase. Čovjek svojom snagom ne može rukovat njima, već se mora služiti strojevima. Također, za čovjeka predstavlja problem i samo vađenje sijena iz bale koje je slojevito namotano i pri tome nabijeno.

Cilj ovog rada je pronaći rješenja za izdvajanje sijena iz rolo bale, te ih prikazati konceptima. Na osnovi koncepata potrebno je odabrati najpogodniji način, te ga detaljno konstrukcijski razraditi.

## 2. SPREMANJE SIJENA

Sijeno mora biti jeftina i visoko kvalitetna hrana za životinje, pa su pravilni postupci u njegovu spremanju neophodni kako bi se postigao željeni cilj.

Sijeno se sprema radi dva osnovna razloga:

- kako bi se konzervirao višak voluminozne krme u proljetnom bujnom rastu za razdoblje godine kada voluminozna krma raste sporije ili je uopće nema
- kako bi se proizvelo najjeftiniju, hranidbeno vrijednu hranu za životinje.

Priprema sijena se odvija u nekoliko faza, a važno je posao obaviti u točno određeno vrijeme kako bi se dobilo najkvalitetnije sijeno. S obzirom da se cijeli proces pripreme odvija na polju, izložen svim meteorološkim uvjetima, veliku pažnju treba posvetiti brzini pripreme. Sijeno koje dva puta pokisne tijekom sušenja gubi do 50% hranidbene vrijednosti naspram onog koje se spremi prije nego što pokisne. Suvremenim strojevima mogu se relativno brzo spremiti velike količine sijena.

### 2.1. Strojevi za baliranje sijena

Spremanjem sijena u bale uvelike se olakšao posao skladištenja sijena, te su smanjeni gubici sijena. Sredinom 20-og stoljeća na tržištu se pojavljuju visokotlačne preše za kockaste bale, olakšavaju i ubrzavaju rad ljudi koji su do tada sijeno skupljali ručno. Stroj je mehanički složen, te je dosta osjetljiv na vlažnost sijena. Pri velikoj vlazi u sijenu ne može ispravno raditi i može doći do ozbiljnih oštećenja. Pravi kockaste bale mase 12 do 15 kg, što omogućuje čovjeku lako rukovanje s njima. Kapacitet prešanja stroja je do dvije tone sijena po satu. Zbog velikog broja bala i njihovog nepravilnog rasporeda po livadi, najbrži oblik transporta je ručni utovar na prikolice. No kada se uzme u obzir da manja domaćinstva pripremaju nekoliko desetaka tona sijena i to u samo nekoliko dana, to pokazuje veliki fizički napor prilikom transporta i skladištenja. Kod ovih preša je prednost što se sijeno tijekom prešanja usitni, zbog toga bale budu pravilnije popunjene i lakša je ishrana stoke. Veliki nedostatak je princip prešanja koji se ostvaruje pomoću klipa koji se giba pravocrtno. Klip pri velikoj brzini udara u uvučenu količinu sijena koju mora presjeći te se tu javlja veliko opterećenje (naročito ako sijeno nije potpuno suho, pa ga je teže presjeći). Pri velikim

opterećenjima je izrazito opasno jer se preko kardanskog vratila udar prenosi na traktor te nakon dužeg rada može prouzročiti oštećenja i na traktoru. Za pogon stroja je dovoljna snaga traktora od 30 kW.



**Slika 1. Visokotlačna preša za kockaste bale**

Krajem 20-og stoljeća na tržište dolaze rolo preše koje imaju drugačiji princip prešanja sijena. Sijeno se uvlači pomoću adaptera na valjke koji pravilno raspoređuju sijeno po čitavoj širini bale. Prešanje je kontinuirano bez naglih promjena opterećenja koja su bila sastavni dio visokotlačnih preša za kockaste bale, a ostvaruje se pomoću valjaka. Za kvalitetan i kontinuiran rad stroja potrebna je minimalna snaga traktora od 60 kW. Odlikuje ih kapacitet prešanja, koji u današnje vrijeme iznosi do 45 tona izbalirane mase na sat i jednostavniji mehanizam koji omogućava prešanje čak i neosušene trave. Bale su nekoliko puta veće od kockastih i njihova masa je od 200 kg, ako se preša suho sijeno, pa do 750 kg u slučaju prešanja neosušene trave. Zbog velike mase bale se transportiraju traktorskim utovarivačima.



**Slika 2. Preša za rolo bale**

## **2.2. Sijeno iz rolo bale**

Rolo bala nastaje rotacijom i prešanjem sijena uslijed težine valjaka u samom stroju. Problem nastaje kod upotrebe sijena iz rolo bale, jer je sijeno slojevito namotano i pri tome nabijeno, te ga je teško ručno osloboditi iz bale. Velika gospodarstva nemaju taj problem jer postoji mikser prikolica u koju se stavi cijela rolo bala, te ona izreže sijeno i izmiješa ga s ostalim sastojcima u gotovu hranu za životinje. Njena prednost je kod velikih štala u kojima postoji mogućnost da traktor s mikser prikolicom prolazi kroz hranidbeni kanal i s bočnih strana izbacuje gotovu hranu u prostor za hranjenje. Na manjim gospodarstvima je problem jer ljudi nemaju potrebe za strojem tipa mikser prikolice jer predstavlja veliku dodatnu financijsku investiciju. Također, zahtijeva i puno veći prostor štale koji služi samo za hranjenje.



### 3. ANALIZA TRŽIŠTA

Analiza postojećih uređaja na tržištu ograničena je na sadržaj koji je dostupan na Internetu. Ustanovljeno je kako postoje konkurentni proizvodi, ali se pogone pomoću traktora te su tako ovisni o njemu. Cilj je razviti uređaj koji će imati vlastiti pogon, te tako biti neovisan o traktoru pri izvršavanju svoje zadaće.

#### 3.1. Mikser prikolica VM 10-1

VM 10-1 je vučena mikser prikolica zapremine  $10\text{ m}^3$  sa mogućnošću nadogradnje na 12 ili  $14\text{ m}^3$ . Ima jedan stupnjevani vertikalni rotor sa zavojima visine 129 cm. Omogućava blago miješanje i efikasno usitnjavanje svih vrsta okruglih i kockastih bala za pripremu potpuno izmiješanog obroka (mješavina sjenaže, silaže i koncentrata) koji energetski zadovoljava sve potrebe preživača. Mikser prikolica je konstruirana s dva ugrađena protunoža, odnosno dva podesiva protunoža za kontrolirano usitnjavanje. Standardno je napravljena sa 7 noževa, a maksimalno ih može biti do 14. Rotor se okreće brzinom od 33 okr/min, potrebna je minimalna snaga traktora od 50 kW. Prikolica ima velike gabarite; visina je 2,58 m, širina 2,52 m, a ukupna dužina 4,88 m.



Slika 3. Mikser prikolica VM 10-1

### 3.2. Mammut, Rezač bale

Uređaj je jednostavne konstrukcije, izrađen od visokokvalitetnih materijala čime se smanjuju dimenzije nosivih profila, a samim time se smanjuje i masa. Masa uređaja je 380 kg. Spaja se na traktor pomoću trozglobne poteznice koja je standardizirana prema normi ISO 730. Spajanjem tijela u tri točke potpuno je definirana geometrija vozila i djelomično ili u potpunosti su ograničeni slobodni pomaci nošenog priključka. Također postoji i opcija EURO kopčanja na prednji utovarivač. Za spajanje hidrauličke s traktorom potreban je jedan dvoradni priključak. Nož za rezanje bale pokreću dva snažna hidraulična cilindra. Ventil dijeljenja protoka ulja osigurava nož od iskrivljenja. Uređaj je konstruiran tako da balu nosi na trnovima, a hidraulični cilindri potiskuju nož koji reže balu. Balu sijena reže po pola i ona se nekontrolirano rasipa.



Slika 4. Mammut ( Rezač bale )

**Slika 5. Mammut**

### **3.3. Forager X10**

Uređaj se spaja s traktorom pomoću standardne trozglobne poteznice. Napravljen je iz dva dijela, vile i postolje, koja jednostavnim spajanjem postaju jedna cjelina. Prvi dio su vile na kojima je poteznica za spajanje s traktorom. Vilama se nosi bala i postavlja na postolje. Nakon što se bala spusti na postolje, izvuku se vile i vrte u svoje ležište u postolju. Pomoću hidraulike traktora se pokreće lanac koji rotira balu u suprotnom smjeru nego što je namotana i tako izuzima sijeno. Uređaj je prikladan za traktore jače od 50 kW. Prikladan je za hranjenje u štalama s uskim hranidbenim kanalom.

**Slika 6. Forager X10**



### 3.4. BZT – Odvrtač rolo bale (njem. Rundballen-Zerteiler)

Uređaj jednostavne konstrukcije koji omogućava transport i odmotavanje rolo bale. Sastoji se od dvije ojačane igle (promjera 42 mm i dužine 110 mm) koje se nalaze na rotirajućoj ploči. Spaja se s traktorom pomoću trozglobne poteznice. Traktor treba imati dvoradnu hidrauliku ili jednoradnu hidrauliku s kontrolnim uređajem za slobodan povrat. Za rad je potreban protok ulja od 10 l/min. Kompaktna konstrukcija zadržava centar gravitacije u neposrednoj blizini traktora. Masa uređaja je 130 kg.



Slika 7. BZT – Odvrtač rolo bale



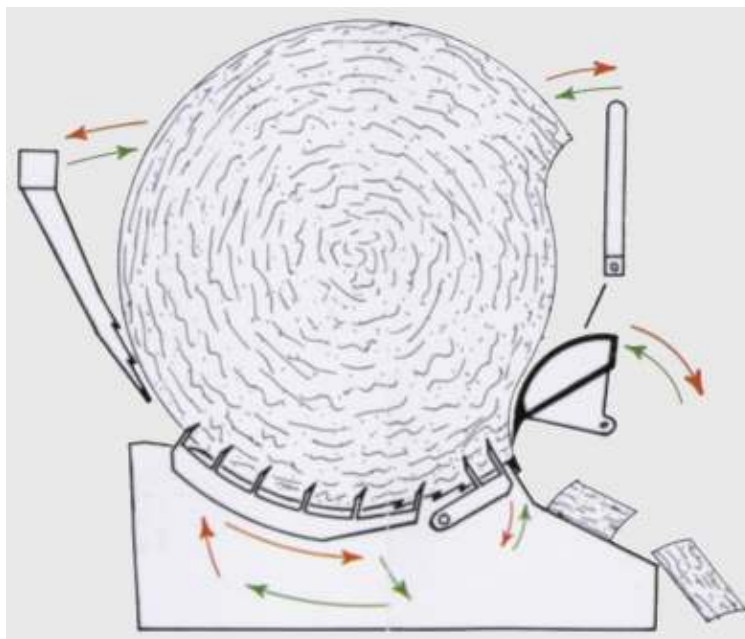
Slika 8. BZT – Odvrtač rolo bale u radu

### 3.5. Wolagri T12

Wolagri T12 je vučeni uređaj za rezanje sijena iz rolo bala na 4 okretna kotača, prikladan za rezanje sijena, silaže, slame i kukuruzne stabljike. Utovar bale na uređaj vrši se pomoću vilica koje se nalaze s bočne strane uređaja. Uređaj je neovisan o standardnom hidrauličkom sustavu traktora. Pogoni se putem kardanskog vratila traktora koje pogoni vlastitu uljnu pumpu na uređaju. Tijekom rada, uređaj odmotava, siječe i prenosi proizvod istim načinom kako je i prikupljen u balu. Duljina rezanog odsječka sijena je od 90 do 220 mm, te je lako prilagodljiva.



Slika 9. Wolagri T12



**Slika 10. Princip rada Wolagri T12**

Uređaj ima 1060 kg, a u njega mogu stati bale maksimalnog promjera 1800 mm i duljine 1400 mm. Ima 5 noževa i 10 protunoževa. Potrebni broj okretaja kardanskog vratila je 540 okr/min, a snaga traktora potrebna za rad iznosi 30 kW.

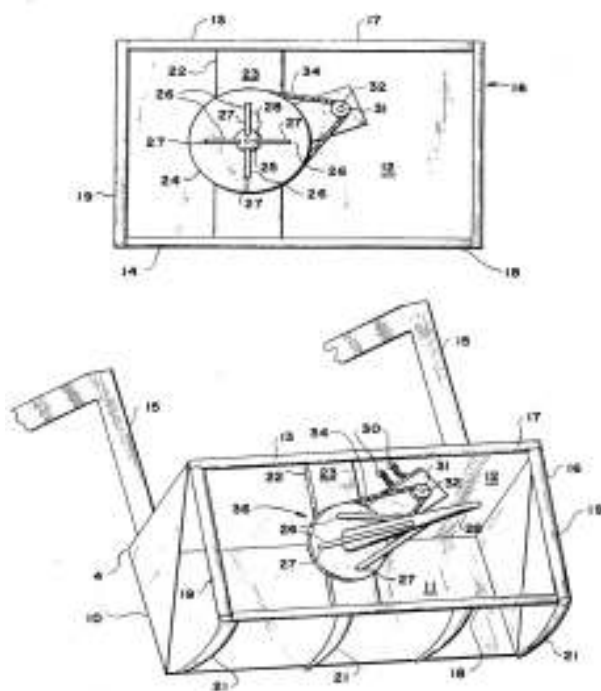
## 4. PRETRAGA BAZE PATENATA

### 4.1. Uređaj za odmatanje rolo bala

Broj objavljivanja: US 5067870 A

Datum objavljivanja: 26. studeni 1991.g.

Uređaj za dizanje, transport i odmatanje rolo bala sijena. Koristi zgلوبno pričvršćenu okretnu ploču s trnom koja se postavlja na korpu traktorskog utovarivača. Pogonski motor, interaktivan s pločom, omogućuje kontrolirano odmatanje bale koja se nalazi na trnu. Pogonski motor pokreće hidraulički fluid iz hidrauličke pumpe vozila. Pomoću lančanika i lanca moment se prenosi s motora na okretnu ploču. Prednost ovog patenta je u tom što se postavlja na postojeći uređaj, industrijski utovarivač, koristeći njegovu konstrukciju za obavljanje zadaće dizanja i transporta.



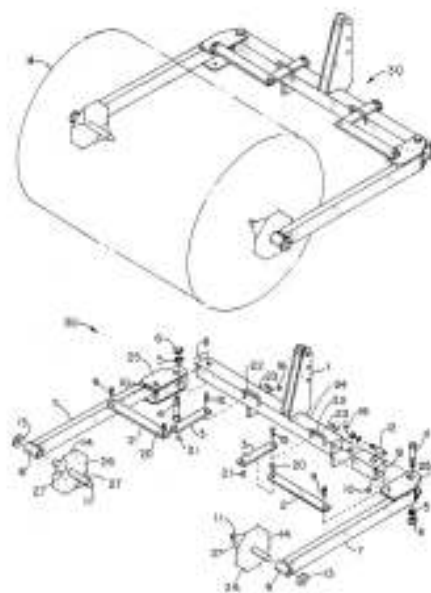
Slika 11. Patent US 5067870 A

## 4.2. Uređaj za rukovanje i odmatanje rolo bale sijena

Broj objavljivanja: US 5509770

Datum objavljivanja: 23. Travanj 1996.g.

Priključuje se na traktor standardnim prihvatom u tri točke. Dizanje bale se omogućuje pomoću hidraulike traktora. Uređaj se koristi za odmotavanje sijena iz rolo bale tako što dva trna uklješće balu s bočnih strana, bala se spusti na površinu i kretanjem traktora ona se odmotava. Prednost uređaja je jednostavna konstrukcija. Nedostatak uređaja je potreban veliki prostor za odmotavanje, jer traktor mora prijeći onu duljinu kolika je duljina namotanog sijena. Pogodan je za hranjenje na otvorenim pašnjacima, jer ostavlja dugi trag sijena čijom se dužinom stoka može jednako rasporediti prilikom hranjenja. Prilagodljiv je za razne dimenzije bala.



Slika 12. Patent US 5509770

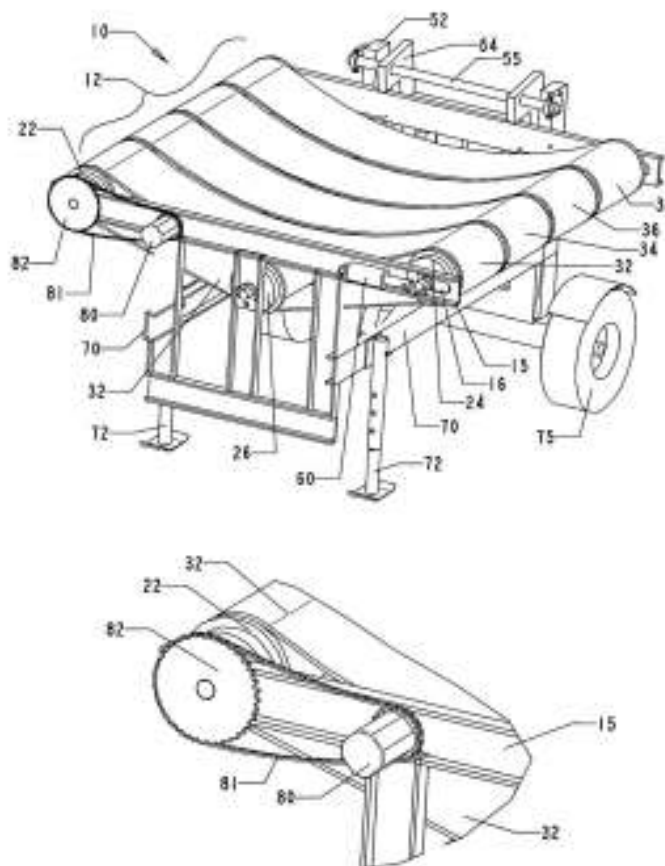


### 4.3. Uređaj za obradu rolo bala

Broj objavljivanja: US 7341415 B2

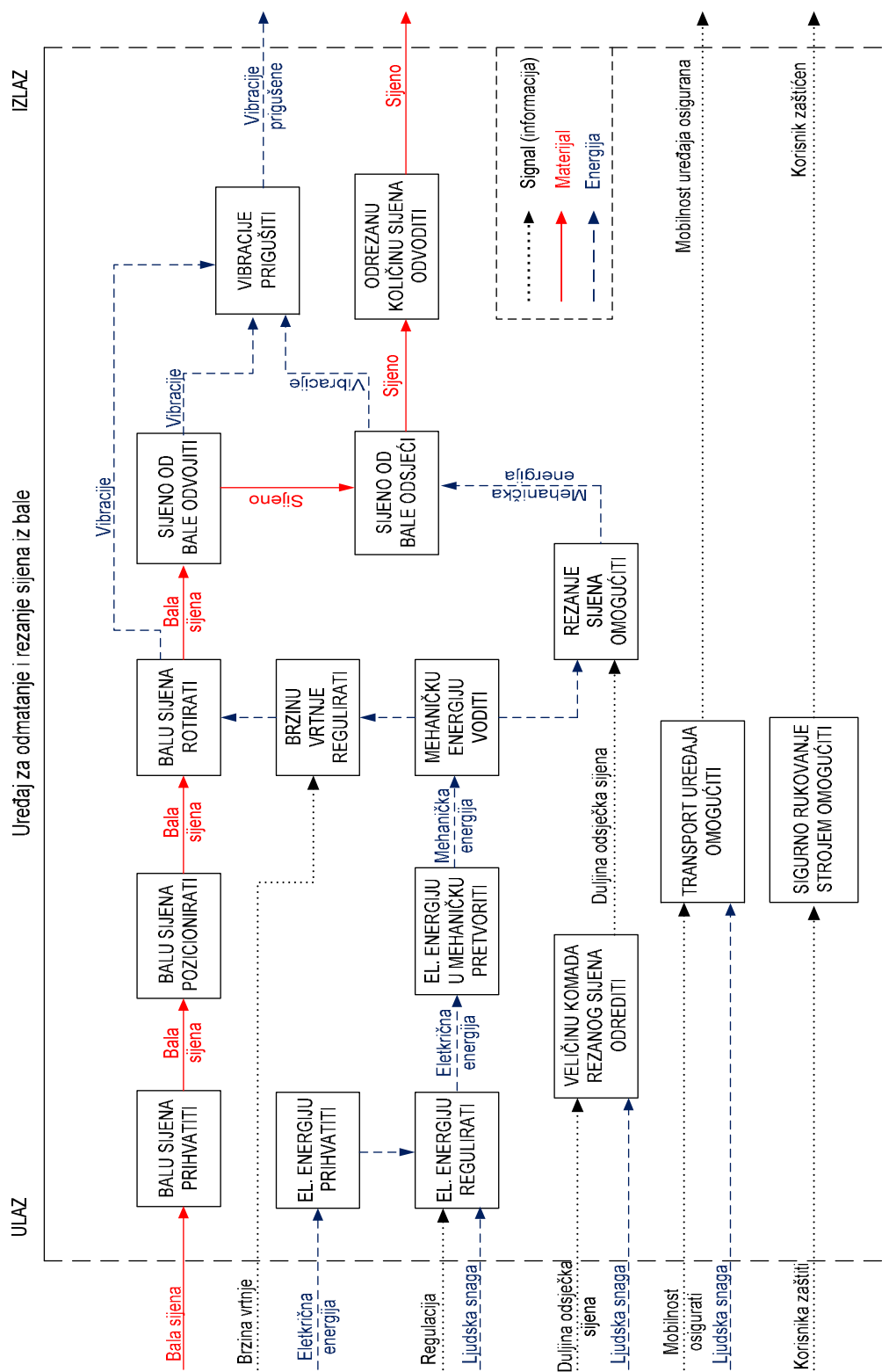
Datum objavljivanja: 11. ožujak 2008.g.

Uređaj za obradu bala sijena koji balu podiže i stavlja na platformu za odmotavanje. Uređaj uključuje traku, valjke i sredstva za omogućavanje napetosti trake koja se može nalaziti u dva položaja. Sastoji se od tri valjka, od kojih jedan pogoni traku. Pogonski valjak pokreće se lančanim sustavom. U prvom položaju traka čini kolijevku (udubinu) između prvog i drugog valjka omogućavajući držanje bale. U drugom položaju traka može izbaciti balu. Kada se bala digna na traku, remeni su u položaju kolijevke i okretanjem odvijaju balu. Kada je bala pri završetku s odmotavanjem, preostala količina se može odjednom izbaciti van, tako da se traka postavi u drugi položaj.



Slika 13. Patent US 7341415 B

## 5. FUNKCIJSKA DEKOMPOZICIJA













Slika 14. Funkcijska dekompozicija

## 6. MORFOLOŠKA MATRICA

Morfološka matrica se formira na temelju funkcijske dekompozicije, tako da se za svaku funkciju navedu moguća rješenja za njeno izvršavanje.

Tablica 1. Morfološka matrica

1.	Električnu energiju prihvatiti	Priključak na el.mrežu 	Akumulator 	Generator 
2.	Električnu energiju regulirati	Prekidač 	Regulator 	
3.	Električnu energiju u mehaničku pretvoriti	Elektromotor 	Servomotor 	Hidraulička pumpa s elektromotorom 
4.	Mehaničku energiju voditi	Kardansko vratilo 	Lančani prijenos 	Zupčani prijenos 

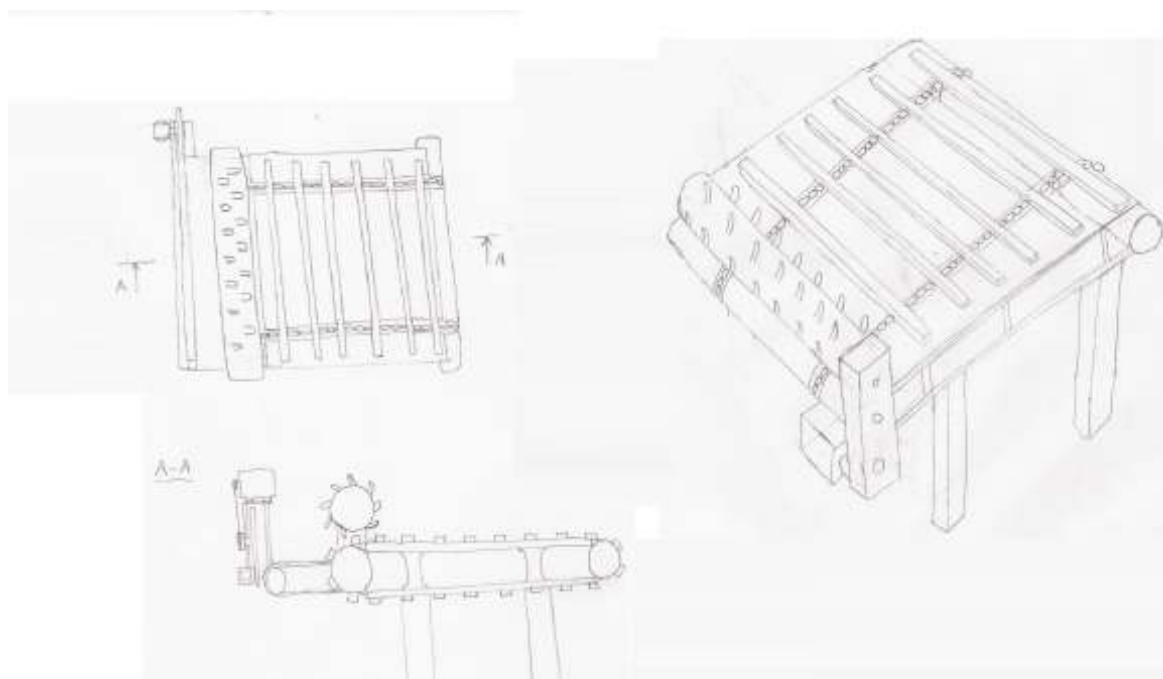
		Hidrauličko crijevo 	Remenski prijenos 
5.	Brzinu vrtnje regulirati	Regulator 	
6.	Balu sijena prihvatiti	Platforma 	Noseće cijevi 
		Čelični trn 	Valjci 
7.	Balu sijena pozicionirati	Vodilice 	
8.	Balu sijena rotirati	Gumeni valjak 	Lanac s hvatačima 
		Gumena traka 	Nazubljeni valjak 

9.	Sijeno od bale odvojiti	Nož 	Nazubljeni valjak 	Vilice 
10.	Sijeno od bale odsjeći	Nož giljotina 	Kružna pila 	Greben s duplom kosom 
11.	Odrezanu količinu sijena odvoditi	Transportna traka 	Vibracijski kanal 	
12.	Veličinu komada rezanog sijena odrediti	Komandna ručica 	Regulator 	
13.	Vibracije prigušiti	Amortizer 		
14.	Transport uređaja omogućiti	Kotač 	Ručka 	
15.	Sigurno rukovanje strojem omogućiti	Štitnik 	Naljepnica za upozorenje 	

## 7. KONCEPTI

### 7.1. Koncept I

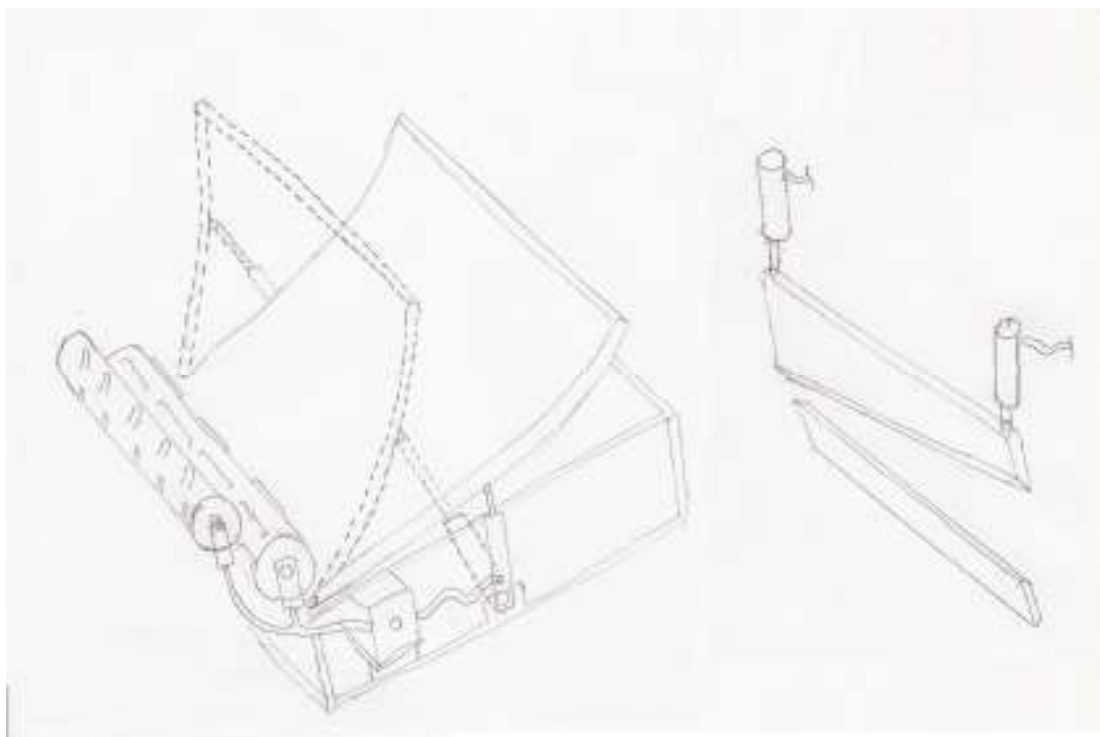
Koncept I sastoji se od platforme, koju čine dvije paralelne čelične ploče s utorima kroz koje ide lanac. Platforme su međusobno zavarene pomoću dva I profila. Na lanac su pričvršćene poprečne lopatice koje imaju zadaću rotirati balu i konstantno je približavati nazubljenom valjku koji odvaja sloj sijena iz bale. Na krajevima platforme nalaze se dva valjka, od kojih je jedan pogonski, dok je drugi gonjeni. Elektromotor preko reduktora pokreće pogonski valjak lanca i nazubljeni valjak za odvajanje sijena iz bale. Drugi elektromotor pokreće kružnu pilu, koja omogućava rezanje određene količine sijena. Cijeli uređaj je simetrično oslonjen na 4 noge.



Slika 15. Koncept I

## 7.2. Koncept II

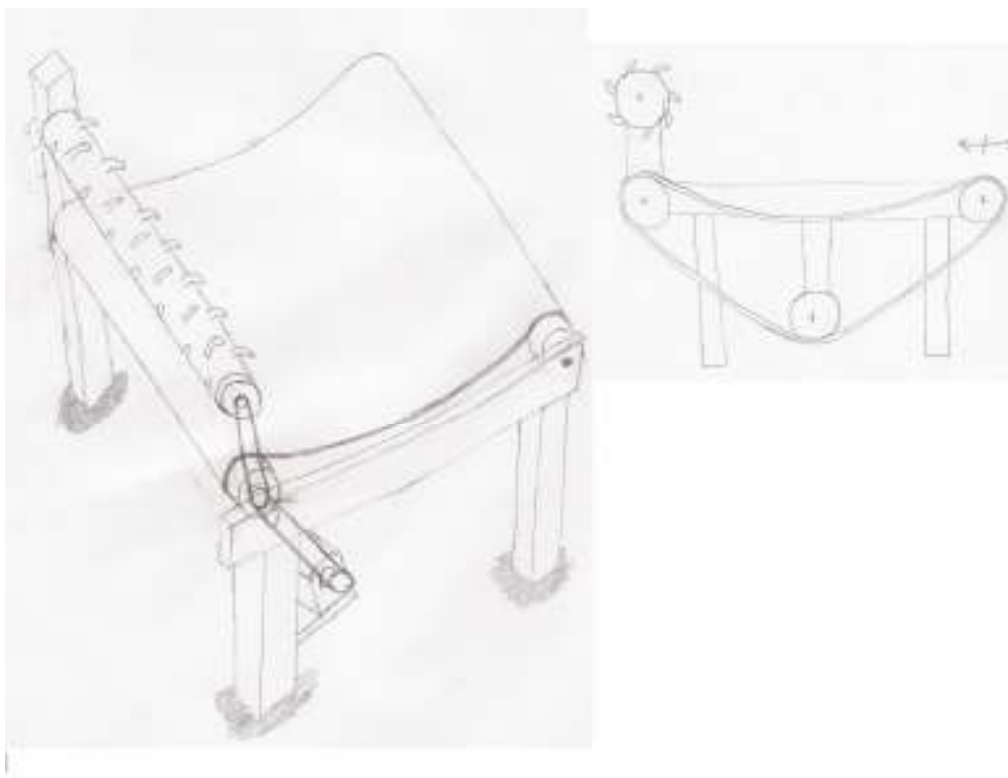
Koncept II se pokreće pomoću hidrauličke pumpe koju pokreće odgovarajući elektromotor. Bala sijena se postavlja na konkavno zakrivljenu platformu koja je s jedne strane uležištena u zglobu oko kojega može rotirati. Druga strana platforme učvršćena je s dva hidraulička cilindra koji omogućuju rotaciju platforme oko zgloba te se tako bala sijena približava valjcima. Donji valjak s lopaticama ima zadaću rotacije bale, dok gornji služi za odvajanje sloja sijena. Valjke pokreću odgovarajući hidraulički motori spojeni s hidrauličkom pumpom. Odvojeno sijeno iz bale se reže pomoću noža giljotine. On se sastoji od dva dijela; donjeg stacionarnog noža i gornjeg radnog noža koji kliže po vodilicama. Radni dio noža je konusan, zbog lakšeg rezanja sijena. Pokreću ga dva hidraulična cilindra. Nedostatak ovog koncepta je relativno skupa hidraulička instalacija, koja uz navedene hidrauličke komponente zahtijeva još niz komponenata koje su potrebne za nesmetan rad. Prednost koncepta je u tom što je uređaj nizak, te se bala na njega može postaviti i pomoću jednostavnih i jeftinih traktorskih vila koje nemaju veliku visinu dizanja.



Slika 16. Koncept II

### 7.3. Koncept III

Ovaj koncept se sastoji od tri valjka koji omogućuju rotaciju gumene trake. Jedan valjak je pogonski, spojen je na elektromotor pomoću remenskog prijenosa. Drugi valjak je gonjeni i on ima mogućnost horizontalne translacije lijevo desno po vodilici. Njegovi nosači su na oprugama, koje se komprimiraju pod težinom bale kada se stavi na traku. Tada traka čini konkavan oblik koji omogućava bolju rotaciju bale. Kako se sijeno odmotava i opada težina tereta koja djeluje na traku, opruge se opuštaju i traka čini ravniji položaj. Kada ostane skroz malo sijena na traci, opruge se potpuno opuste i traka čini ravan položaj, te sve sijeno izlazi s trake. Za bolje odmatanje slojeva sijena i njegovo raspršivanje služi nazubljeni valjak. Njega također pogoni elektromotor preko remenskog prijenosa.



Slika 17. Koncept III



#### 7.4. Koncept IV

Ovaj koncept je sličan prethodnom konceptu po tome što također koristi gumenu traku za rotaciju bale. Sastoji se od dva valjka, od kojih je jedan pogonski, dok je drugi gonjeni. Gonjeni valjak je uležišten na vodilicama te mu se pomoću opruga omogućava horizontalan pomak za održavanje konstante napetosti gumene trake. Za odvajanje sloja sijena od bale zaslužan je stacionarni nož, koji uz to što odvaja sijeno, on ga i usmjerava preko noža giljotine. Nož giljotine služi za rezanje željene količine sijena. Njegov stacionarni dio je iznad prolaza za sijeno, dok se radni dio nalazi ispod prolaza te obavlja zadaću pri gibanju prema gore. Time je omogućeno sigurnije rukovanje strojem. Radni dio noža se pokreće pomoću 2 trapezna vretena koja se nalaze na krajevima noža. Trapezna vretena pokreće odgovarajući elektromotor preko lančanog prijenosa.




Slika 18. Koncept IV

## 7.5. Vrednovanje koncepata

Koncepti su vrednovani po kriterijima ocjenama od 1 do 5 , pri čemu ocjena 1 označuje nezadovoljavajuće rješenje, dok ocjena 5 označuje najbolje rješenje.

Tablica 2. Vrednovanje koncepata

KONCEPT	Koncept I	Koncept II	Koncept III	Koncept IV
KRITERIJ				
Rotacija bale	3	2	4	4
Jednostavnost konstrukcije	2	3	4	3
Jednostavnost održavanja	2	3	3	3
Jednostavnost upravljanja	3	5	4	3
Visina postolja	2	5	2	4
Cijena	3	2	4	3
Suma	15	20	21	20

Temeljem ocjenjivanja se vidi da koncepti II, III i IV imaju približno jednaku ocjenu, no kad se uzme u obzir da je cijena jedan od važnijih faktora pri konstruiranju koncept II nije zadovoljavajući. On ima visoku cijenu zbog hidrauličkog sistema. Koncepti III i IV imaju sličan princip rotiranja bale, no koncept III nekontrolirano odvaja sijeno pomoću nazubljenog valjka. Zadatak je da se omogući rezanje željene količine sijena, što je moguće riješiti pomoću noža giljotine kao u konceptu IV te će se daljnja konstrukcijska razrada i temeljiti na konceptu IV.

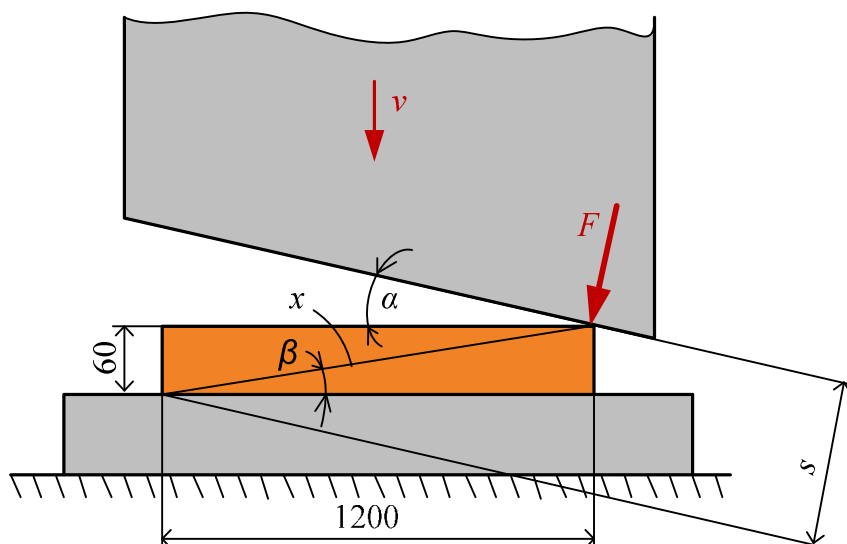
## 8. PRORAČUN I KONSTRUKCIJSKA RAZRADA

### 8.1. Određivanje snage za rezanje

Sila rezanja sijena je ključan podatak za određivanje potrebne snage pogona i dimenzioniranje dijelova. Sila rezanja sijena ovisi o vlažnosti sijena, debljini i duljini sloja sijena te o obliku i stanju oštrice noža. U dostupnoj literaturi nema podataka o silama rezanja određene količine sijena. U dogovoru s mentorom odabrana je sila od 4000 N i u njoj je uključen faktor udara.

Nož se giba prema gore prilikom rezanja, to je usvojeno prvenstveno zbog sigurnosti korisnika. Pravocrtno gibanje omogućiti ćemo pomoću vretena s trapeznim navojem. Vretena će se postaviti simetrično s obje strane noža, kako bi gibanje bilo jednoliko. Obadva vretena je potrebno jednoliko pokretati, a to će biti riješeno tako da se s jednog elektromotora paralelno odvede snaga pomoću lančanih prijenosnika na vretena.

Snaga će se izračunati na osnovu ulaznih podataka, vremena rezanja i pretpostavljene sile. Zadano vrijeme rezanja iznosi 5 s, a najveća potrebna sila 4000 N. Debljina sloja sijena je 60 mm, a duljina sloja je 1200 mm. Za proračun je potreban i kut noža za koji je pretpostavljena vrijednost  $4^\circ$ . Najprije je potrebno odrediti duljinu puta noža.



Slika 19. Prikaz puta noža

Put noža prikazan je na gornjoj slici, a označen je sa  $s$ .

$$\sin \beta = \frac{60}{1200} = 0,05 \Rightarrow \beta = 2,86^\circ$$

$$\sin(\alpha + \beta) = \frac{s}{x}$$

$$s = x \cdot \sin(\alpha + \beta) = 1200 \cdot \sin(4 + 2,86)$$

Potrebna snaga:  $P = \frac{W}{t}$

Rad:  $W = F \cdot s$

Poznati podaci:  $t = 4 \text{ s}$

$$F = 4000 \text{ N} \qquad W = 4000 \cdot 0,1433$$

$$s = 0,1434 \text{ m} \qquad W = 573 \text{ J}$$

$$P_{\text{RS}} = \frac{W}{t} = \frac{573}{5} = 114,6 \text{ W} = 0,115 \text{ kW}$$

## 8.2. Dimenzioniranje vretena

$$F_{\text{vret}} = \frac{F}{2} \cdot \varphi = \frac{4000}{2} \cdot 1,3 = 2600 \text{ N}$$

$$\varphi = 1,3 \rightarrow \text{faktor udara}$$

$$\sigma_{\text{vr}} = \frac{F_{\text{vret}}}{A_j} \leq \sigma_{\text{dop}}$$

$$A_j \geq \frac{F_{\text{vret}}}{\sigma_{\text{dop}}}$$

Dopušteno naprezanje za čelično vreteno [ 2 ]

$$\sigma_{\text{dop}} \approx 0,13\sigma_{\text{M}}$$

$$\sigma_{\text{M}} = 500 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$\sigma_{\text{dop}} = 0,13 \cdot 500 = 65 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$A_{\text{j}} \geq \frac{2600}{65} = 40 \text{ mm}^2$$

Odabrano je trapezno jednovojno vreteno, očitani podaci [ 1 ]:

Tr 20 x 4

$d = 20 \text{ mm}$  – nazivni promjer navoja

$P = 4 \text{ mm}$  – korak navoja

$P_{\text{h}} = 4 \text{ mm}$  – uspon navoja

$d_2 = 18 \text{ mm}$  – srednji promjer navoja

$d_3 = 15,5 \text{ mm}$  – mali promjer navoja

$H_1 = 2 \text{ mm}$  – nosiva dubina navoja

$A_{\text{j}} = 189 \text{ mm}^2$  – površina jezgre

$\beta = 15^\circ$  - kut nagiba boka navoja

$\mu = 0,1$  – faktor trenja za dodir čelik – čelik [ 1 ]

$$T_{\text{vr}} = F_{\text{vret}} \cdot \tan(\alpha + \rho) \cdot \frac{d_2}{2}$$

$$\tan \alpha = \frac{P_{\text{h}}}{d_2 \cdot \pi}$$

$$\alpha = \arctan\left(\frac{P_{\text{h}}}{d_2 \cdot \pi}\right) = \arctan\left(\frac{4}{18 \cdot \pi}\right) = 4,05^\circ$$

$$\tan \rho = \frac{\mu}{\cos \beta}$$

$$\rho = \arctan\left(\frac{\mu}{\cos \beta}\right) = \arctan\left(\frac{0,1}{\cos 15^\circ}\right) = 5,91^\circ$$

$$T_{\text{vr}} = 2600 \cdot \tan(4,05^\circ + 5,91^\circ) \cdot \frac{18 \cdot 10^{-3}}{2} = 4,11 \text{ Nm}$$

Provjera čvrstoće vretena:

$$\sigma_{\text{red}} = \sqrt{\sigma_{\text{vr}}^2 + 3 \cdot \tau_{\text{vr}}^2} \leq \sigma_{\text{dop}}$$

$$\sigma_{\text{vr}} = \frac{F_{\text{vret}}}{A_j} = \frac{2600}{189} = 13,76 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$\tau_{\text{vr}} = \frac{T_{\text{vr}}}{0,2 \cdot d_3^3} = \frac{4,11 \cdot 10^3}{0,2 \cdot 15,5^3} = 5,52 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$\sigma_{\text{red}} = \sqrt{13,76^2 + 3 \cdot 5,52^2} = 16,76 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$\sigma_{\text{red}} \left[ 16,76 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \right] \leq \sigma_{\text{dop}} \left[ 65 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \right]$$

Uvjet čvrstoće vretena je zadovoljen.

Sigurnost protiv izvijanja [deck, str.138]

$$l_{\text{max}} \approx 500 \text{ mm} - \text{duljina vretena}$$

$$E = 210000 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} - \text{modul elastičnosti materijala vretena, čelik [1]}$$

Stupanj vitkosti vretena:

$$\lambda = \frac{4 \cdot l_{\text{max}}}{d_3} = \frac{4 \cdot 500}{15,5} = 129$$

$$\lambda[129] \geq 90 \rightarrow \text{sigurnost izvijanja po Euleru}$$

$$S_K = \frac{\pi^2 \cdot E}{\lambda^2 \cdot \sigma_{\text{vr}}} = \frac{\pi^2 \cdot 210000}{129^2 \cdot 13,76} = 9,05$$

$$S_K[9,05] \geq 2,6 \text{ do } 6$$

Uvjet za sigurnost protiv izvijanja je zadovoljen.

Iskoristivost vretena pri dizanju:

$$\eta_{\text{diz}} = \frac{\tan \alpha}{\tan(\alpha + \rho)} = \frac{\tan(4,05^\circ)}{\tan(4,05^\circ + 5,91^\circ)} = 0,403$$

### 8.3. Izbor elektromotora za rezanje

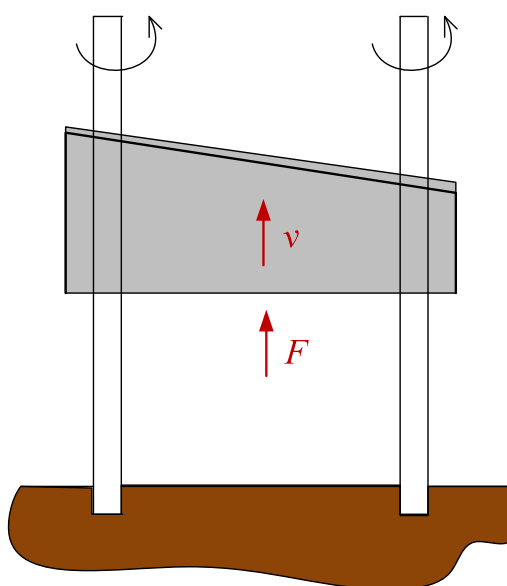
Potrebna snaga za rezanje uz gubitke u vretenu:

$$P_{EM} = \frac{P_{RS}}{\eta_{diz}} = \frac{115}{0,403} = 285,4 \text{ W}$$

Brzina rezanja:

$$P_{EM} = F \cdot v$$

$$v = \frac{P_{EM}}{F} = \frac{285,4}{4000} = 0,062 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$



Slika 20. Brzina noža

Broj okretaja vretena:

$$n_{vrt} = \frac{v}{P_h} = \frac{0,062}{0,004} = 15,5 \text{ s}^{-1} = 930 \text{ min}^{-1}$$

Odabran je motor proizvođača Wattdrive:

3B WAG 90S/L – O6F – TH - TF

Snaga elektromotora: 1,1 kW

Izlazni broj okretaja: 925 min<sup>-1</sup>

Izlazni moment: 11 Nm

Promjer izlaznog vratila: φ25 k6 x 50 mm



Slika 21. Elektromotor snage 1,1 kW

#### 8.4. Proračun i odabir lančanog prijenosa

$i = 1$  – prijenosni omjer

Udarna snaga:

$$P_D = \frac{P_{EM}}{m \cdot k}$$

$m = 1$  – faktor nošenja lanca, za jednostruki lanac [ 2 ]

$c = 2$  – faktor udara za strojeve translatore [ 2 ]

$k = 0,65$  – faktor snage, za  $c = 2$  i  $z = 17$  [ 2 ]

$$P_D = \frac{P_{EM}}{m \cdot k} = \frac{248,4}{1 \cdot 0,65} = 382 \text{ W}$$

Izabran je lanac 06B prema [ 2 ] koji za brzinu vrtnje  $n = 925 \text{ min}^{-1}$  može prenijeti udarnu snagu  $P_D = 2,32 \text{ kW}$ .

Podaci o lancu:

$p = 9,525 \text{ mm}$  – korak lanca

$q = 0,41 \text{ kg/m}$  – masa lanca po metru duljine

$F_M = 9100 \text{ N}$  – lomna sila lanca

$A = 0,28 \text{ cm}^2$  – površina zglobova



$a' = 825 \text{ mm}$  – približni razmak osi

Broj članaka:

$$X = 2 \cdot \frac{a'}{p} + z = 2 \cdot \frac{825}{9,525} + 17 = 190,2$$

$$X = 191$$

Duljina lanca:

$$L = p \cdot x = 9,525 \cdot 191 = 1819 \text{ mm}$$

Razmak osi:

$$a = \frac{p}{2} \cdot (X - z) = \frac{9,525}{2} \cdot (191 - 17) = 829 \text{ mm}$$

Lančanik:

$$\text{Za: } z_1 = 17; \quad p = 9,525$$

$$\text{Uzima se: } n_{z1} = 5,4433, \quad \cot \alpha = 5,3495 \quad [2]$$

$$d_1 = p \cdot n_{z1} = 9,525 \cdot 5,4422 = 52 \text{ mm}$$

Broj okretaja vretena je ujedno i broj okretaja zupčanika:

$$v = n_{vr} \cdot P_h$$

$$n_{vr} = \frac{v}{P_h} = \frac{0,062}{0,004} = 15,5 \text{ s}^{-1}$$

Brzina lanca:

$$v_L = d_1 \cdot \pi \cdot n_{vr} = 52 \cdot 10^{-3} \cdot \pi \cdot 15,5 = 2,53 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Vučna sila:

$$F_L = \frac{P_D}{v_L} = \frac{382}{2,53} = 151 \text{ N}$$

## 8.5. Određivanje potrebne snage za rotaciju bale

Određivanje potrebne snage za rotaciju bale kreće od poznatih parametara:

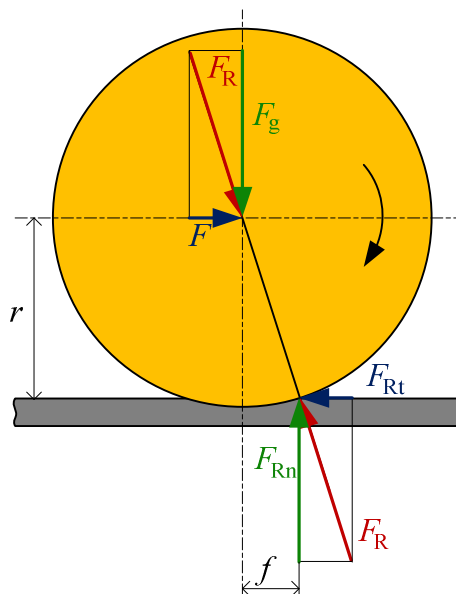
$$m_{ba} = 350 \text{ kg} \text{ – masa bale sijena}$$

$$r_{ba} = 600 \text{ mm} \text{ – polumjer bale sijena}$$

$n_{ba} = 5 \text{ min}^{-1}$  – broj okretaja bale sijena

Hvatište sile  $F_R$ , usmjerene prema središtu bale, pomaknuto je za krak  $f$  ispred kotača.

$f = 100 \text{ mm}$ , pretpostavljena veličina



**Slika 22. Sile na bali sijena**

Na temelju slike 23. dobiveni su sljedeći odnosi:

$$F_{Rn} = F_g$$

$$F_{Rt} = F$$

Trenje kotrljanja:

$$\frac{f}{r} = \frac{F_{Rt}}{F_{Rn}} = \frac{F}{F_g}$$

Sila kotrljanja:

$$F_k = F = \frac{f}{r_{ba}} \cdot F_g = \frac{f}{r_{ba}} \cdot m_{ba} \cdot g = \frac{100}{600} \cdot 350 \cdot 9,81$$

$$F_k = 572 \text{ N}$$

Obodna brzina bale:

$$v_{ba} = d_{ba} \cdot \pi \cdot n_{ba} = 1,2 \cdot \pi \cdot \frac{5}{60} = 0,314 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Snaga potrebna za pokretanje:

$$P_p = F_k \cdot v_{ba} = 572 \cdot 0,314$$

$$P_p = 180 \text{ W}$$

Snaga elektromotora za rotaciju bale:

$$P_{EM,r} = \frac{P_p}{\eta_{tp}} = \frac{180}{0,8} = 225 \text{ W}$$

$$\eta_{tp} = 0,8 \rightarrow \text{iskoristivost gumene trake}$$

Broj okretaja bubnja:

Obodna brzina bale je jednaka brzini gumene trake, te je brzina gumene trake jednaka obodnoj brzini bubnja, što znači da je obodna brzina bale jednaka obodnoj brzini bubnja.

$$v_b = D_b \cdot \pi \cdot n_b$$

$$n_b = \frac{v_b}{D_b \cdot \pi} = \frac{0,314}{0,25 \cdot \pi}$$

$$n_b = 0,4 \text{ s}^{-1} = 24 \text{ min}^{-1}$$

Odabran je motor s reduktorom proizvođača Wattdrive:

KUA 60A 3A 80 – 06F – TH – TF

Snaga elektromotora: 0,55 kW

Broj okretaja elektromotora: 930 min<sup>-1</sup>

Izlazni broj okretaja: 24 min<sup>-1</sup>

Izlazni moment: 222 Nm

Promjer glavine:  $\phi 40 \text{ H7 mm}$



**Slika 23. Elektromotor s reduktorom snage 0,55 kW**

## 8.6. Odabir gumene trake

$m_{ba} = 350 \text{ kg}$  – masa bale sijena

Brzina gumene trake:

$$v_{gt} = v_{ba}$$

$$v_{ba} = d_{ba} \cdot \pi \cdot n_{ba} = 1,2 \cdot \pi \cdot \frac{5}{60} = 0,314 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$v_{gt} = 0,314 \text{ m/s}$$

Širina gumene trake:

$$b_{gt} \geq \frac{P_{gt}}{c_1 c_2 c_3 \sigma_{ogr} s_{gt} v_{gt}}$$

$c_1 = 0,95$  – faktor opterećenja koji ovisi o vrsti i uvjetima pogona radnog stroja i o zaletu pogonskog stroja

$c_2 = 0,8$  – korekcionni faktor za uvjete okoline

$c_3 = 0,9$  – korekcionni faktor za vrstu pogona

$\sigma_{ogr}$  – granična vrijednost korisnog naprezanja

$$\sigma_{ogr} = (\sigma_{dop} - \sigma_c - \sigma_s) \frac{e^{\mu\alpha} - 1}{e^{\mu\alpha}}$$

$$\sigma_{dop} = 1900 \frac{\text{N}}{\text{cm}^2} \rightarrow \text{dopušteno naprezanje u remenu}$$

$$\sigma_c = \rho v^2 = 1,15 \cdot 0,314^2 = 0,11 \frac{\text{N}}{\text{cm}^2} \rightarrow \text{naprezanje u remene usljed centrifugalne sile}$$

$$\sigma_s = E_f \frac{s_{gt}}{D_b} = 25000 \cdot \frac{3}{250} = 300 \frac{\text{N}}{\text{cm}^2} \rightarrow \text{naprezanje u remenu usljed savijanja remena}$$

$$E_f = 25000 \frac{\text{N}}{\text{cm}^2} \rightarrow \text{modul elastičnosti remena za savijanje}$$

$$\mu = 0,75 \rightarrow \text{koeficijent trenja između remena i remenice}$$

$$\alpha = \pi \rightarrow \text{obuhvatni kut remenice}$$

$$\sigma_{\text{ogr}} = (1900 - 0,11 - 300) \frac{e^{0,75 \cdot \pi} - 1}{e^{0,75 \cdot \pi}} = 588,6 \frac{\text{N}}{\text{cm}^2} = 5,89 \cdot 10^6 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}$$

$$P_{\text{gt}} = (m_{\text{ba}} \cdot g + F_k) \cdot v_{\text{gt}}$$

$$b_{\text{gt}} \geq \frac{(m_{\text{ba}} \cdot g + F_k) \cdot v_{\text{gt}}}{c_1 c_2 c_3 \sigma_{\text{ogr}} s_{\text{gt}} v_{\text{gt}}} = \frac{(350 \cdot 9,81 + 572) \cdot 0,314}{0,95 \cdot 0,8 \cdot 0,9 \cdot 5,89 \cdot 10^6 \cdot 0,003 \cdot 0,314}$$

$$b_{\text{gt}} \geq 0,3314 \text{ m} = 331,4 \text{ mm}$$

Odabrana širina gumene trake je 1400 mm

**Tablica 3. Gumene trake**

NORMAL BELT		160	200	250	315	400	500
broj platana	n°	2	2	2	3	3	4
zaštitni sloj	mm	2+1	3+2	4+2	4+2	4+2	5+2
ukupna debljina	mm	4,5	6,2	7,4	8	8,3	10,5
težina	kg/m²	5,2	7,4	8,8	9,5	10	12,6
zatezna čvrstoća	kg/cm	16	20	25	32	40	52
istezanje	%	1,3	1,3	1,3	1,3	1,3	1,3
min. promjer bubnja	mm	200	250	250	315	315	500
hod natezača	%	2	2	2	2	2	2

Odabrana je gumena traka Tip N – 160 proizvođača Tehnoguma.

Podaci o gumenoj traci iz tablice 3:

Broj platana: 2

Ukupna debljina: 4,5 mm

Težina: 5,2 kg/m²

Zatezna čvrstoća: 16 kg/cm

Minimalni promjer bubnja: 200 mm

Hod natezača: 2%

S obzirom da je u tablici 3 propisan minimalni promjer bubnja od 200 mm za traku Tip N – 160, za daljnju konstrukciju usvaja se promjer bubnja od 250 mm.

Duljina gumene trake:

$L_{gt} \rightarrow$  duljina gumene trake

$a_b \rightarrow$  razmak osi bubnja

$$L_{gt} = 2 \cdot a_b + D_b \cdot \pi$$

$$L_{gt} = 2 \cdot 1400 + 250 \cdot \pi = 3585 \text{ mm}$$

Sila prednaprezanja gumene trake:

$$F_p = F_c + \frac{0,5 F_0 (e^{\mu\alpha} + 1)}{(e^{\mu\alpha} - 1)}$$

$F_c$  – dodatna vlačna sila u remenu nastala usljed centrifugalne sile pri prolasku remena preko remenice

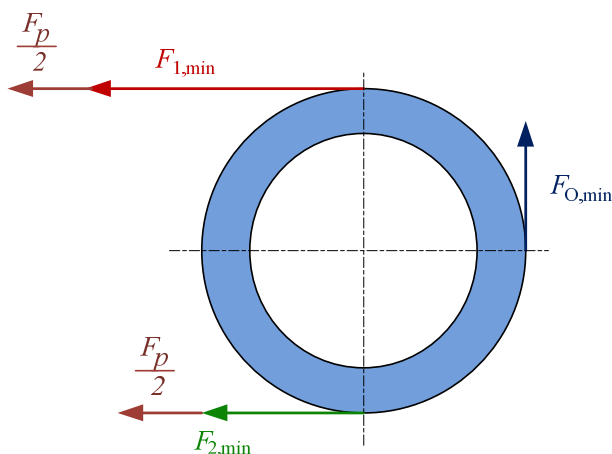
$$F_c = \frac{\rho v_{gt}^2}{b_{gt} s_{gt}} = \frac{1,15 \cdot 0,314^2}{1,4 \cdot 0,003} = 27 \text{ N}$$

$F_0$  – obodna sila na remenici

$$F_0 = \frac{P_p}{c_1 c_2 c_3 v_{gt}} = \frac{572 \cdot 0,314}{0,95 \cdot 0,8 \cdot 0,9 \cdot 0,314} = 836 \text{ N}$$

$$F_p = 27 + \frac{0,5 \cdot 836 \cdot (e^{0,75 \cdot \pi} + 1)}{(e^{0,75 \cdot \pi} - 1)} = 533 \text{ N}$$

Sila prenesena na vratilo:



Slika 24. Minimalna sila na vratilo

Minimalna sila na vratilo je zbroj sile koja je potrebna za rotaciju i sile prednaprezanja.

$$F_{2,\min} = F_{1,\min} - F_{0,\min}$$

$$F_{0,\min} = F_{1,\min} \cdot K$$

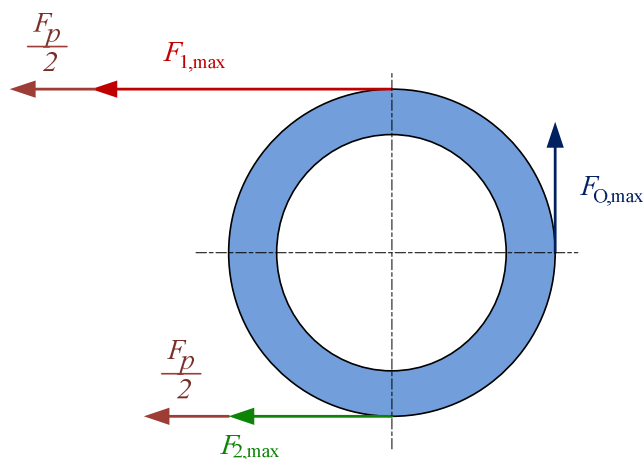
$$K = \frac{e^{\mu\alpha} - 1}{e^{\mu\alpha}} = \frac{e^{0,75 \cdot \pi} - 1}{e^{0,75 \cdot \pi}} = 0,905$$

$$F_{1,\min} = F_k = 572 \text{ N}$$

$$F_{0,\min} = F_{1,\min} \cdot K = 572 \cdot 0,905 = 515 \text{ N}$$

$$F_{2,\min} = F_{1,\min} - F_{0,\min} = 55 \text{ N}$$

Maksimalna sila na bubanj je zbroj sile koja je potrebna za rotaciju, sile prednaprezanja i pola težine bale sijena.



Slika 25. Maksimalna sila na vratilo

$$F_{1,\max} = F_{1,\min} + \frac{m_{ba} \cdot g}{2} = 572 + \frac{350 \cdot 9,81}{2} = 2289 \text{ N}$$

$$F_{2,\max} = F_{1,\max} - F_{0,\max}$$

$$F_{0,\max} = F_{1,\max} \cdot K$$

$$K = \frac{e^{\mu\alpha} - 1}{e^{\mu\alpha}} = \frac{e^{0,75 \cdot \pi} - 1}{e^{0,75 \cdot \pi}} = 0,905$$

$$F_{0,\max} = F_{1,\max} \cdot K = 2289 \cdot 0,905 = 2071 \text{ N}$$

$$F_{2,\max} = F_{1,\max} - F_{0,\max} = 218 \text{ N}$$

$$F_{V1} = F_{1,\max} + \frac{F_p}{2} = 2289 + \frac{533}{2} = 2555 \text{ N}$$

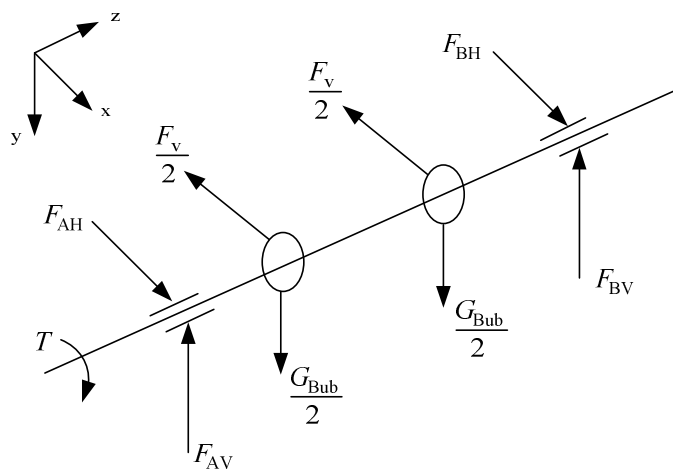
$$F_{V2} = F_{2,\max} + \frac{F_p}{2} = 218 + \frac{533}{2} = 485 \text{ N}$$

$$F_{VR} = \sqrt{F_{V1}^2 + F_{V2}^2 - 2F_{V1}F_{V2} \cos \alpha}$$

$$F_{VR} = \sqrt{2555^2 + 485^2 - 2 \cdot 2555 \cdot 485 \cdot \cos 180^\circ}$$

$$F_{VR} = 3040 \text{ N}$$

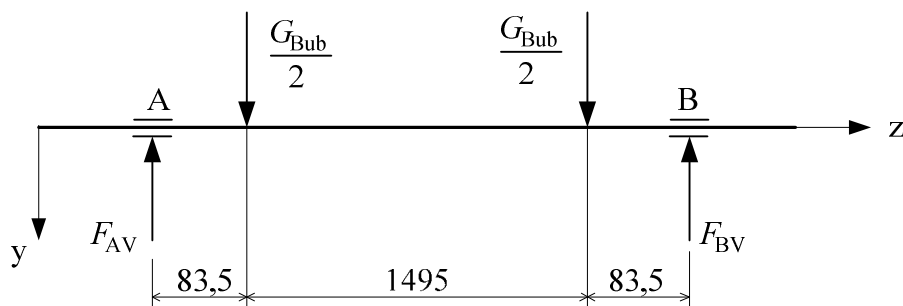
## 8.7. Proračun vratila



Slika 26. Izometrijski prikaz sila na vratilo



Sile u vertikalnoj ravnini:



Slika 27. Prikaz sila na vratilo u vertikalnoj ravnini

$$\sum M_A = 0$$

$$F_{BV} \cdot 1662 = \frac{G_{Bub}}{2} (83,5 + 1578,5)$$

$$F_{BV} \cdot 1662 = \frac{G_{Bub}}{2} \cdot 1662$$

$$F_{BV} = \frac{440}{2} = 220 \text{ N}$$

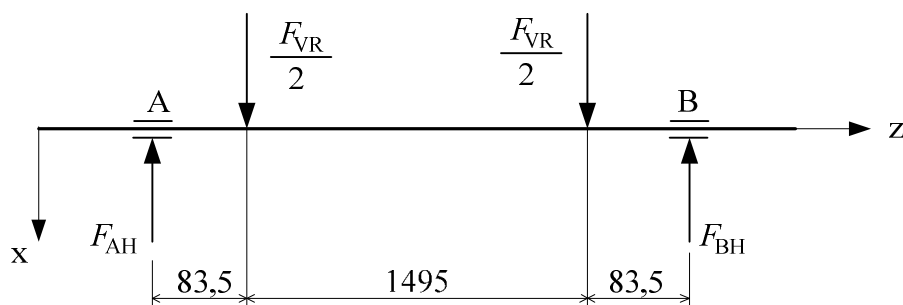
$$\sum F_y = 0$$

$$F_{BV} + F_{AV} = \frac{G_{Bub}}{2} \cdot 2$$

$$F_{AV} = G_{Bub} - F_{BV} = 440 - 220$$

$$F_{AV} = 220 \text{ N}$$

Sile u horizontalnoj ravnini:



Slika 28. Prikaz sila na vratilo u horizontalnoj ravnini

$$F_{VR} = 3040 \text{ N}$$

$$\sum M_A = 0$$

$$F_{BH} \cdot 1662 = \frac{F_{VR}}{2} (83,5 + 1578,5)$$

$$F_{BH} \cdot 1662 = \frac{3040}{2} \cdot 1662$$

$$F_{BH} = \frac{3040}{2} = 1520 \text{ N}$$

$$\sum F_x = 0$$

$$F_{BH} + F_{AH} = \frac{F_{VR}}{2} \cdot 2$$

$$F_{AH} = F_{VR} - F_{BH} = 3040 - 1520$$

$$F_{AH} = 1520 \text{ N}$$

Rezultantne sile u ležajevima A i B:

$$F_A = \sqrt{F_{AV}^2 + F_{AH}^2} = \sqrt{220^2 + 1520^2} = 1536 \text{ N}$$

$$F_B = \sqrt{F_{BV}^2 + F_{BH}^2} = \sqrt{220^2 + 1520^2} = 1536 \text{ N}$$

Za materijal vratila St 60-2 vrijedi:

$$\sigma_{fDN} = 300 \text{ MPa}$$

$$\tau_{tDI} = 230 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{fDNdop} = 75 \text{ Mpa}$$

$$\alpha_0 = \frac{\sigma_{fDN}}{1,73 \cdot \tau_{tDI}} = \frac{300}{1,73 \cdot 230} = 0,75 \rightarrow \text{faktor čvrstoće za materijal vratila St 60-2}$$

$$T = F_k \cdot \frac{D_b}{2} = 572 \cdot \frac{250}{2} = 71500 \text{ Nmm}$$

Momenti savijanja u pojedinim presjecima vratila:

$$x_1 = 45 \text{ mm} \rightarrow M_1 = F_A \cdot x_1 = 1536 \cdot 45 = 69120 \text{ Nmm}$$

$$x_2 = 831 \text{ mm} \rightarrow M_2 = F_A \cdot x_2 - \frac{F_{vr}}{2} \cdot (x_2 - 83,5) = 1536 \cdot 831 - \frac{3040}{2} \cdot (831 - 83,5) = 140216 \text{ Nmm}$$

$$y_1 = 45 \text{ mm} \rightarrow M_1 = F_B \cdot y_1 = 1536 \cdot 45 = 69120 \text{ Nmm}$$

Reducirani momenti:

$$M_{\text{red}} = \sqrt{M^2 + 0,75 \cdot T^2}$$

$$M_{\text{red},1} = \sqrt{M_1^2 + 0,75 \cdot T^2} = \sqrt{69120^2 + 0,75 \cdot 71500^2} = 92800 \text{ Nmm}$$

$$M_{\text{red},2} = \sqrt{M_2^2 + 0,75 \cdot T^2} = \sqrt{140216^2 + 0,75 \cdot 71500^2} = 153280 \text{ Nmm}$$

$$M_{\text{red},3} = \sqrt{M_3^2 + 0,75 \cdot T^2} = \sqrt{69120^2 + 0,75 \cdot 71500^2} = 92800 \text{ Nmm}$$

Promjeri vratila:

$$d = \sqrt[3]{\frac{10 \cdot M_{\text{red}}}{\sigma_{fDNdop}}}$$

$$d_1 = \sqrt[3]{\frac{10 \cdot M_{\text{red},1}}{\sigma_{fDNdop}}} = \sqrt[3]{\frac{10 \cdot 92800}{75}} = 23,12 \text{ mm}$$

$$d_2 = \sqrt[3]{\frac{10 \cdot M_{\text{red},2}}{\sigma_{fDNdop}}} = \sqrt[3]{\frac{10 \cdot 153280}{75}} = 27,34 \text{ mm}$$

$$d_3 = \sqrt[3]{\frac{10 \cdot M_{\text{red},3}}{\sigma_{fDNdop}}} = \sqrt[3]{\frac{10 \cdot 92800}{75}} = 23,12 \text{ mm}$$

Iz konstrukcijskih razloga su odabrani promjeri:

$$d_1 = d_3 = 50 \text{ mm}$$

$$d_2 = 60 \text{ mm}$$

## 8.8. Odabir ležaja

### 8.8.1. Ležaj oslonca vretena

Ležajno mjesto oslonca vretena je čvrsto, što znači da uz radijalne preuzima i aksijalne sile:

Radijalna komponenta reakcije u osloncu:

$$F_r = 151 \text{ N} - \text{jednaka izračunatoj sili u lancu}$$

Aksijalna komponenta reakcije u osloncu:

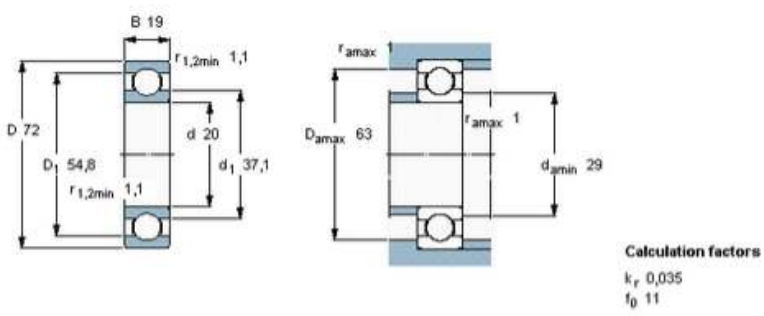
$$F_a = 2600 \text{ N} - \text{jednaka polovini sile rezanja}$$

Ekvivalnetno dinamičko opterećenje:

$$P = 3848 \text{ N}$$

Izabran ležaj SKF 6404.

Principal dimensions			Basic load ratings		Speed ratings		Designation
d	D	B	dynamic C	static C <sub>0</sub>	Reference speed	Limiting speed	* SKF Explorer bearing
mm			kN		r/min		-
20	72	19	30,7	15	24000	15000	<b>6404</b>

Technical drawing of SKF 6404 bearing showing dimensions and calculation factors.

Dimensions (mm):

- Bore diameter (d): 20
- Outer diameter (D): 72
- Bore diameter (d<sub>1</sub>): 37,1
- Outer diameter (D<sub>1</sub>): 54,8
- Width (B): 19
- Shoulder radius (r<sub>1,2min</sub>): 1,1
- Shoulder radius (r<sub>amax</sub>): 1
- Shoulder diameter (D<sub>amax</sub>): 63
- Shoulder diameter (d<sub>amin</sub>): 29

Calculation factors:

- k<sub>r</sub>: 0,035
- f<sub>0</sub>: 11

Slika 29. Ležaj SKF 6404

Izračun nazivnog vijeka trajanja:

$\epsilon = 3$  - eksponent vijeka trajanja, za ležajeve s teorijskim dodirom u točki

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60 \cdot n_m} \cdot \left( \frac{C}{P} \right)^\epsilon = \frac{10^6}{60 \cdot 925} \cdot \left( \frac{30700}{3488} \right)^3 = 12285 \text{ h}$$

Dobiveni vijek trajanja je zadovoljavajući.

### 8.8.1. Ležaj oslonca osovine

Ležajno mjesto oslonca vratila opterećeno je samo radijalnim silama:

$F_A = 1536 \text{ N}$  - radijalna sila

Ekvivalentno dinamičko opterećenje:

$P = 1536 \text{ N}$

Izabran je ležaj SNR EST210 WB

Iz kataloga:

$C = 26,7 \text{ kN}$

$C_0 = 15,2 \text{ kN}$

Izračun nazivnog vijeka trajanja:

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60 \cdot n_m} \cdot \left( \frac{C}{P} \right)^\epsilon = \frac{10^6}{60 \cdot 24} \cdot \left( \frac{26700}{1536} \right)^3 = 36475 \text{ h}$$

Dobiveni vijek trajanja je zadovoljavajući.

### 8.8.2. Ležaj oslonca vratila

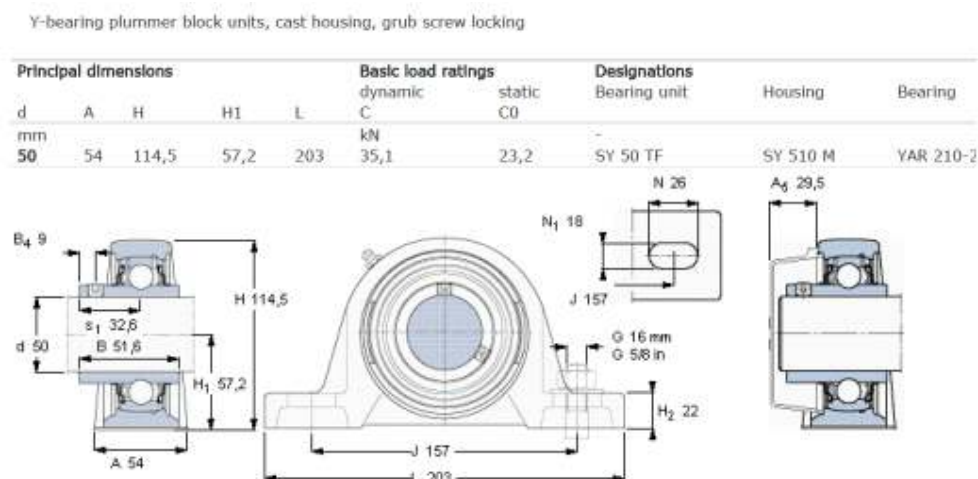
Ležajno mjesto oslonca vratila opterećeno je samo radijalnim silama:

$F_A = 1536 \text{ N}$  - radijalna sila

Ekvivalentno dinamičko opterećenje:

$P = 1536 \text{ N}$

Izabran je ležaj SKF YAR 210-2:



Slika 30. Ležaj SKF YAR 210-2

Izračun nazivnog vijeka trajanja:

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60 \cdot n_m} \cdot \left( \frac{C}{P} \right)^{\epsilon} = \frac{10^6}{60 \cdot 24} \cdot \left( \frac{35100}{1536} \right)^3 = 82867 \text{ h}$$

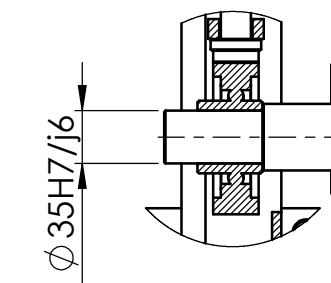
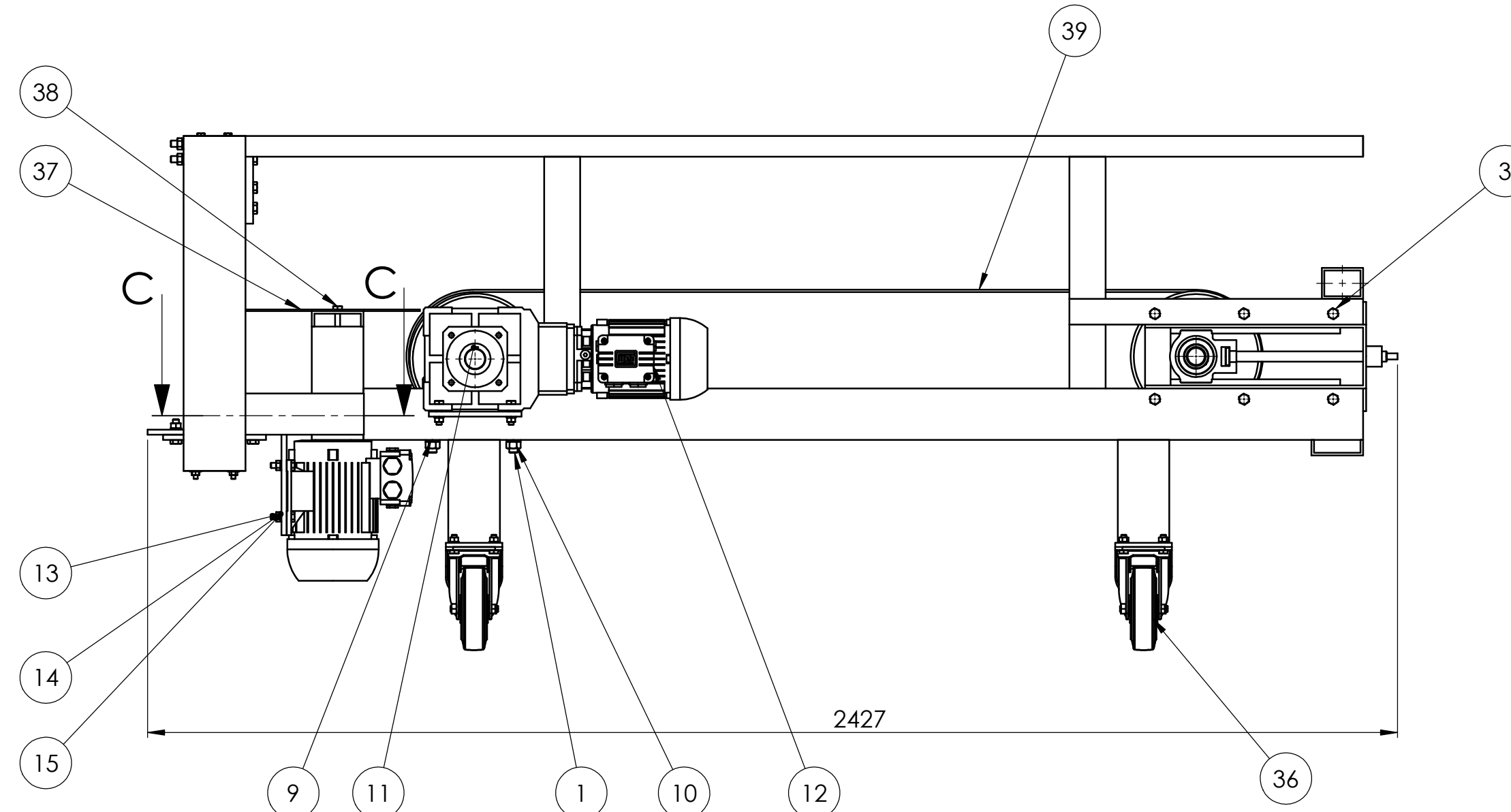
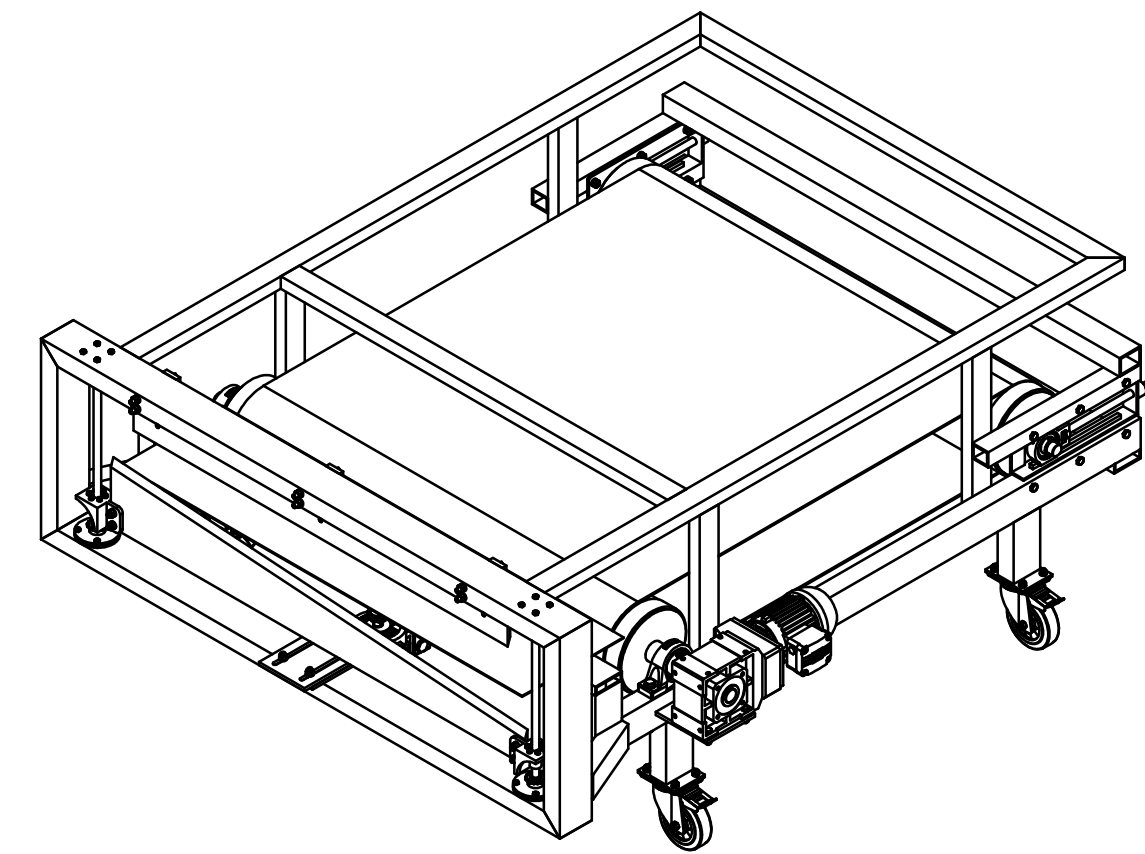
Dobiveni vijek trajanja je zadovoljavajući.

## 9. ZAKLJUČAK

Zadatak je bio razviti uređaj koji će odmotavati i rezati određenu količinu sijena. Jedan od zahtjeva bio je i da uređaj nije ovisan o traktoru, što je slučaj u većini uređaja pronađenih analizom tržišta. Uređaj je osmišljen i konstruiran tako da se pogoni električnom energijom. Bala se postavlja na gumenu traku koja je postavljena na dva bubnja. Elektromotorom se pokreće bubanj koji pokreće gumenu traku. Bala ima ograničeno kretanje te se rotira na traci i odvaja namotani sloj sijena. Sloj sijena izlazi i nož reže određenu količinu sijena. Nož se pokreće pomoću dva paralelno postavljena trapezna vretena. Napravljen je proračun najvažnijih komponenti te je na osnovu dobivenih rezultata konstruiran uređaj. Uređaj se najvećim dijelom sastoji od standardnih komponenti.

## **10. Literatura**

- [1] Kraut, B.: Strojarski priručnik, Tehnička knjiga Zagreb, 1970.
- [2] Decker, K. H.: Elementi strojeva, Tehnička knjiga Zagreb, 1975.



DETALJ H  
M 1:5

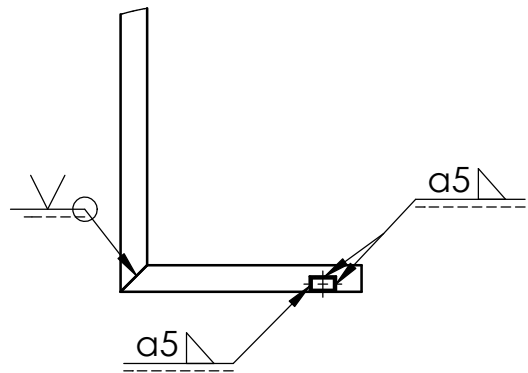
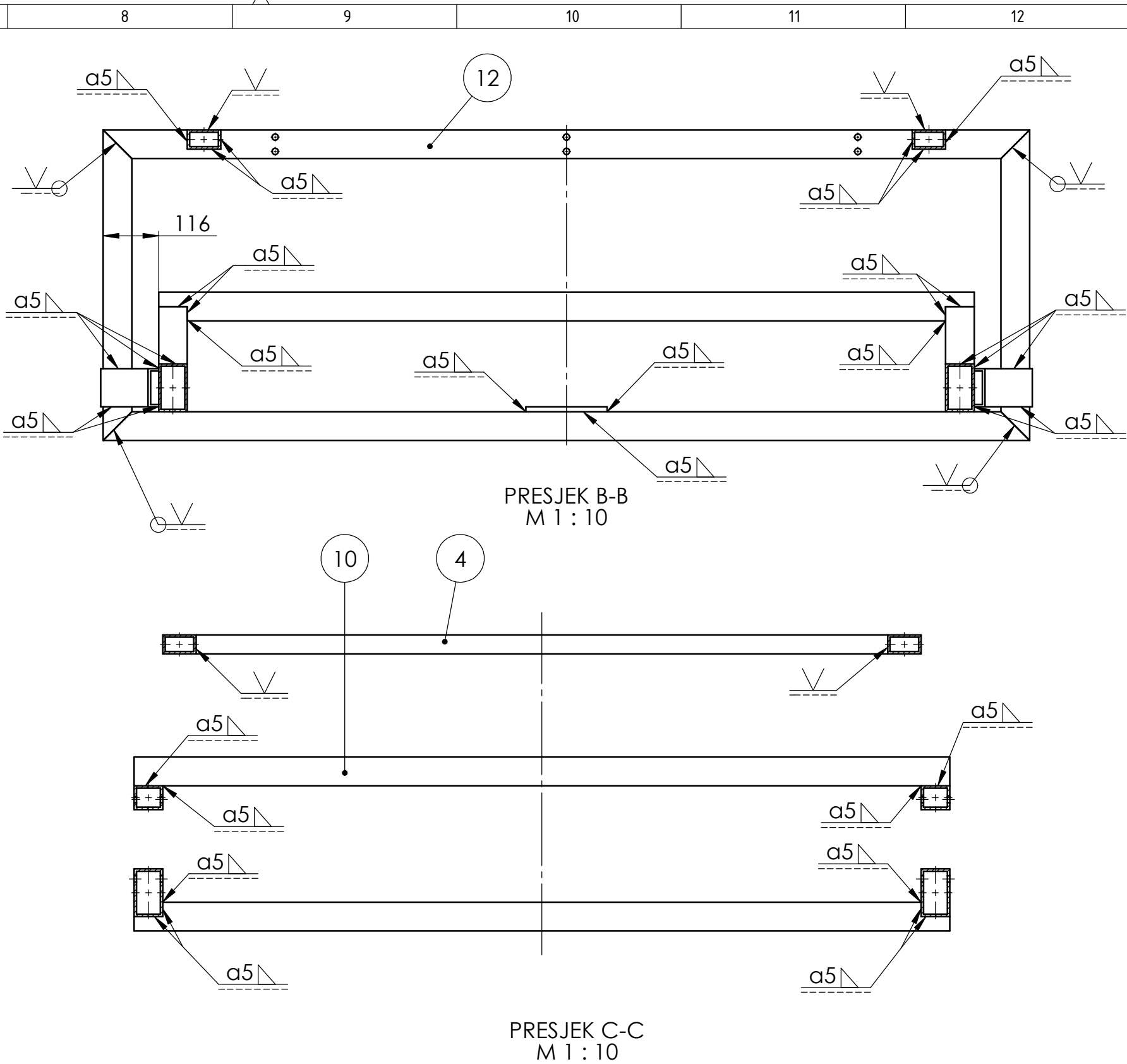
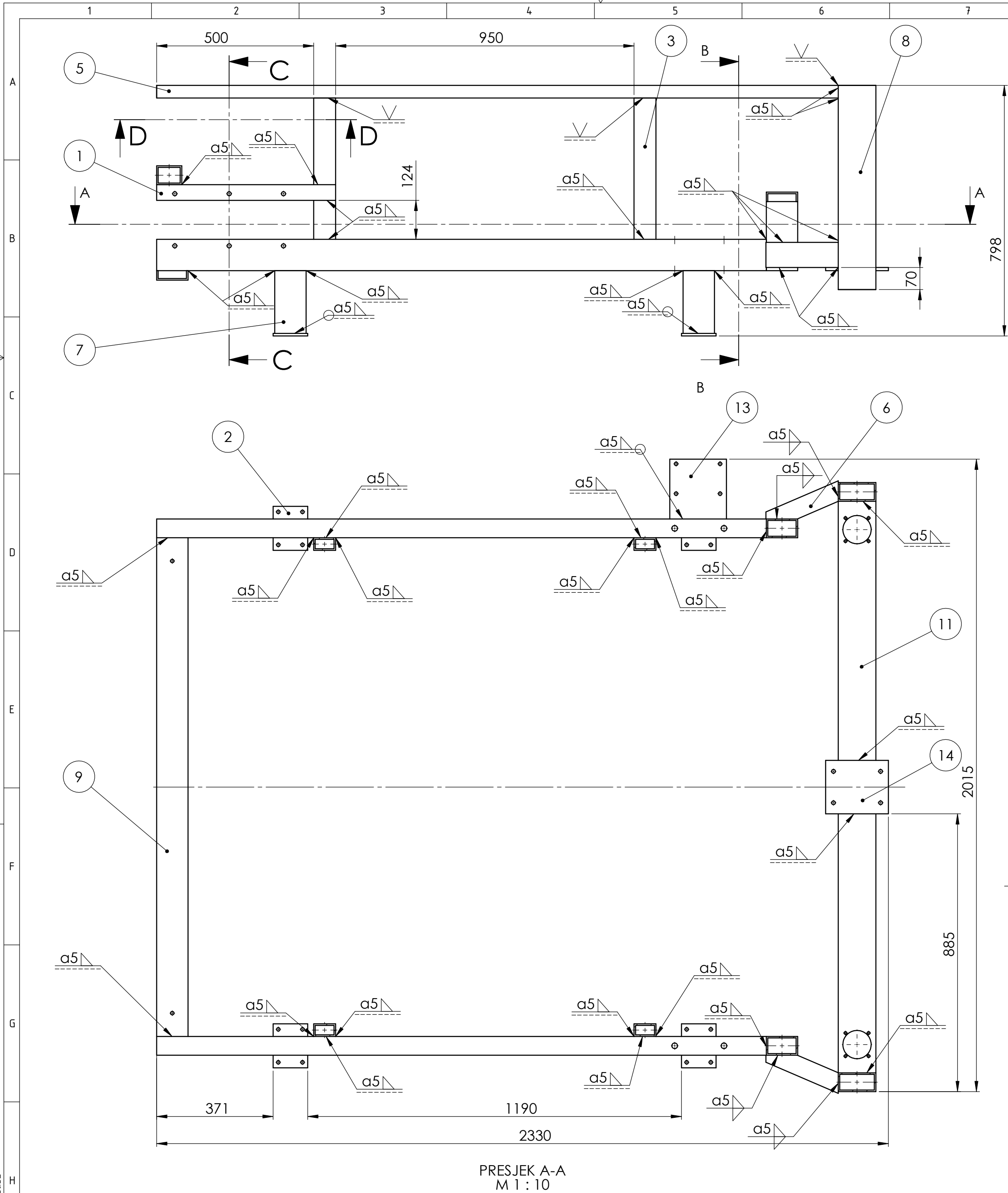
40	Lanac	2			ZIMM		
39	Gumena traka	1			Tehnoguma	25,5	
38	Vijak M10x75	2	DIN 931		Vijci Kranjec		
37	Ravni lim	1	TS-Z-100-04-6	Št 60-2		5,66	
36	Kotač	2			Tente		
35	Vijak M10x30	16	DIN 931		Vijci Kranjec		
34	Kotač s kočnicom	2			Tente		
33	Vijak M6x25 imbus	12	DIN 931		Vijci Kranjec		
32	Podloška 6 mm	12	DIN 125		Vijci Kranjec		
31	Oštrica kosog noža	1	TS-Z-100-04-5	S235JRG3	200x1550x10	17,9	
30	Nosač kosog noža	2	TS-Z-100-04-4	S235JRG2	60x80x140	2,1	
29	Matica Tr 20x4	2	DIN 933		Vijci Kranjec		
28	Ravna oštrica noža	1	TS-Z-100-04-3	S235JRG2	50x1550x10		
27	Vijak M12x60	6	DIN 931		Vijci Kranjec		
26	Vijak M12x160	6	DIN 931		Vijci Kranjec		
25	Nosač ravnog noža	3	TS-Z-100-04-2	S235JRG2	70x140x40	1,4	
24	Matica M8	16	DIN 933		Vijci Kranjec		
23	Podloška 8 mm	16	DIN 125		Vijci Kranjec		
22	Vijak M8x90	16	DIN 931		Vijci Kranjec		
21	Sklop vretena	2	TS-Z-100-01				
20	Vijak M12x40	8	DIN 931		Vijci Kranjec		
19	Vijak M8x30 za lančanic	1	DIN 931		Vijci Kranjec		
18	Lančanic dvostruki	1			ZIMM		
17	EM 3B WAG 90S1-O6F-TH-TF	1			Wattdrive	12,4	
16	Nosač EM	1	TS-Z-100-04-1	Št 60-2		4,2	
15	Matica M10	26	DIN 933		Vijci Kranjec		
14	Podloška 10 mm	26	DIN 125		Vijci Kranjec		
13	Vijak M10x40	8	DIN 931		Vijci Kranjec		
12	EM KUA 60A 3A 80-O6F-TH-TF	1			Wattdrive	17,2	
11	Pero 8x12x50	1	DIN 6885		Vijci Kranjec		
10	Matica M16	4	DIN 933		Vijci Kranjec		
9	Podloška 16 mm	4	DIN 125		Vijci Kranjec		
8	Podloška 16 mm puna	4	DIN 125		Vijci Kranjec		
7	Vijak M16x150	4	DIN 931		Vijci Kranjec		
6	Sklop pogonskog bubnja	1	TS-Z-100-04			102,5	
5	Matica M12	26	DIN 933		Vijci Kranjec		
4	Podloška 12 mm	26	DIN 125		Vijci Kranjec		
3	Vijak M12x80	12	DIN 931		Vijci Kranjec		
2	Sklop gonjenog bubnja	1	TS-Z-100-03			105	
1	Zavarena konstrukcija	1	TS-Z-100-02			216	
Poz.	Naziv dijela		Kom.	Crtež broj Norma	Material	Sirove dimenzije Proizvođač	Masa
Broj naziva - code		Datum	Ime i prezime		Potpis	 <b>FSB Zagreb</b>	
Projektirao		25.2.2015.	Tomislav Slaninka				
Razradio		25.2.2015.	Tomislav Slaninka				
Crtao		25.2.2015.	Tomislav Slaninka				
Pregledao			doc.dr.sc.Dragan Težetić				
			doc.dr.sc.Dragan Težetić				

FSB Zagreb

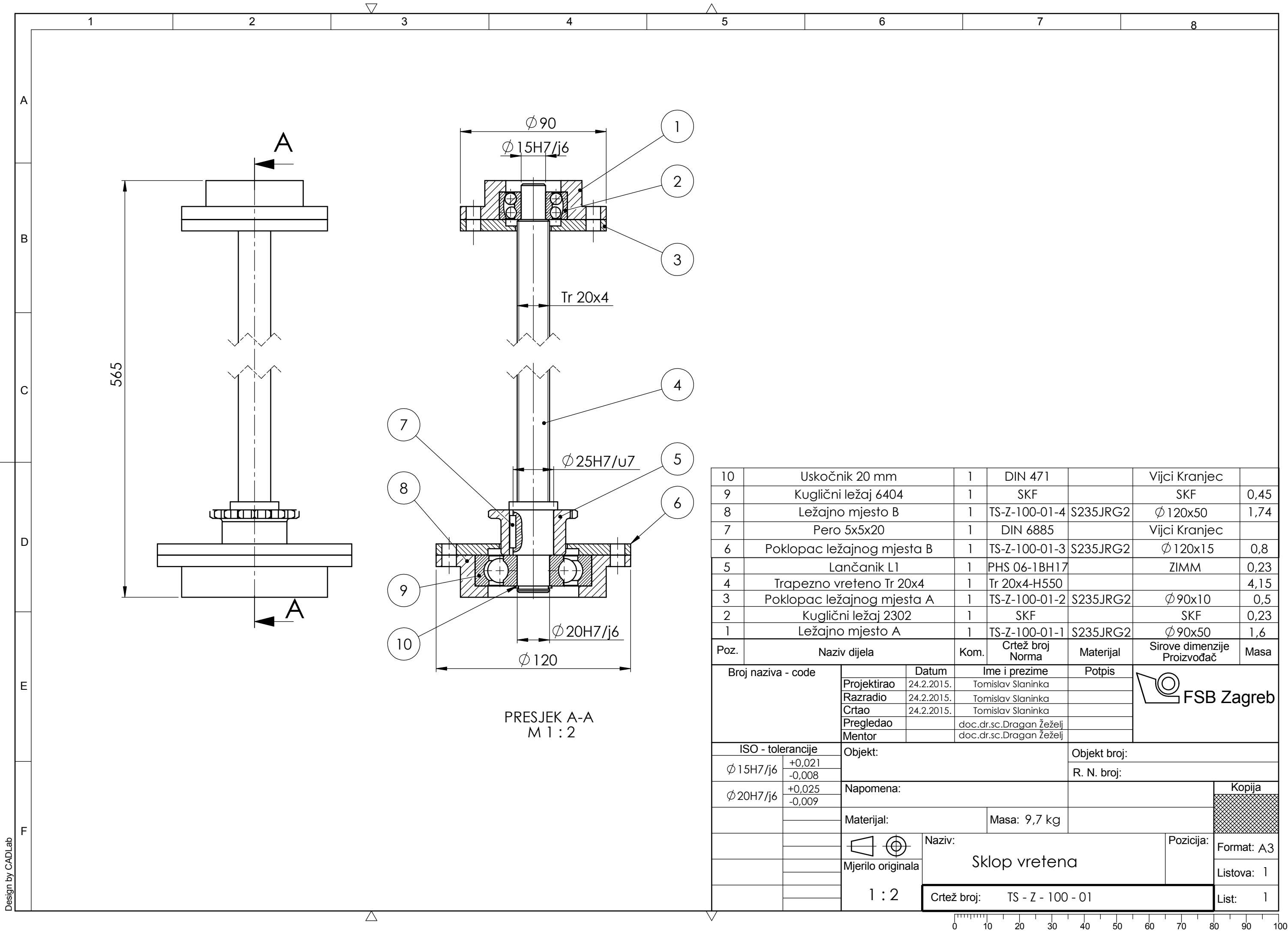
Presjek A-A  
Mjerilo 1 : 10

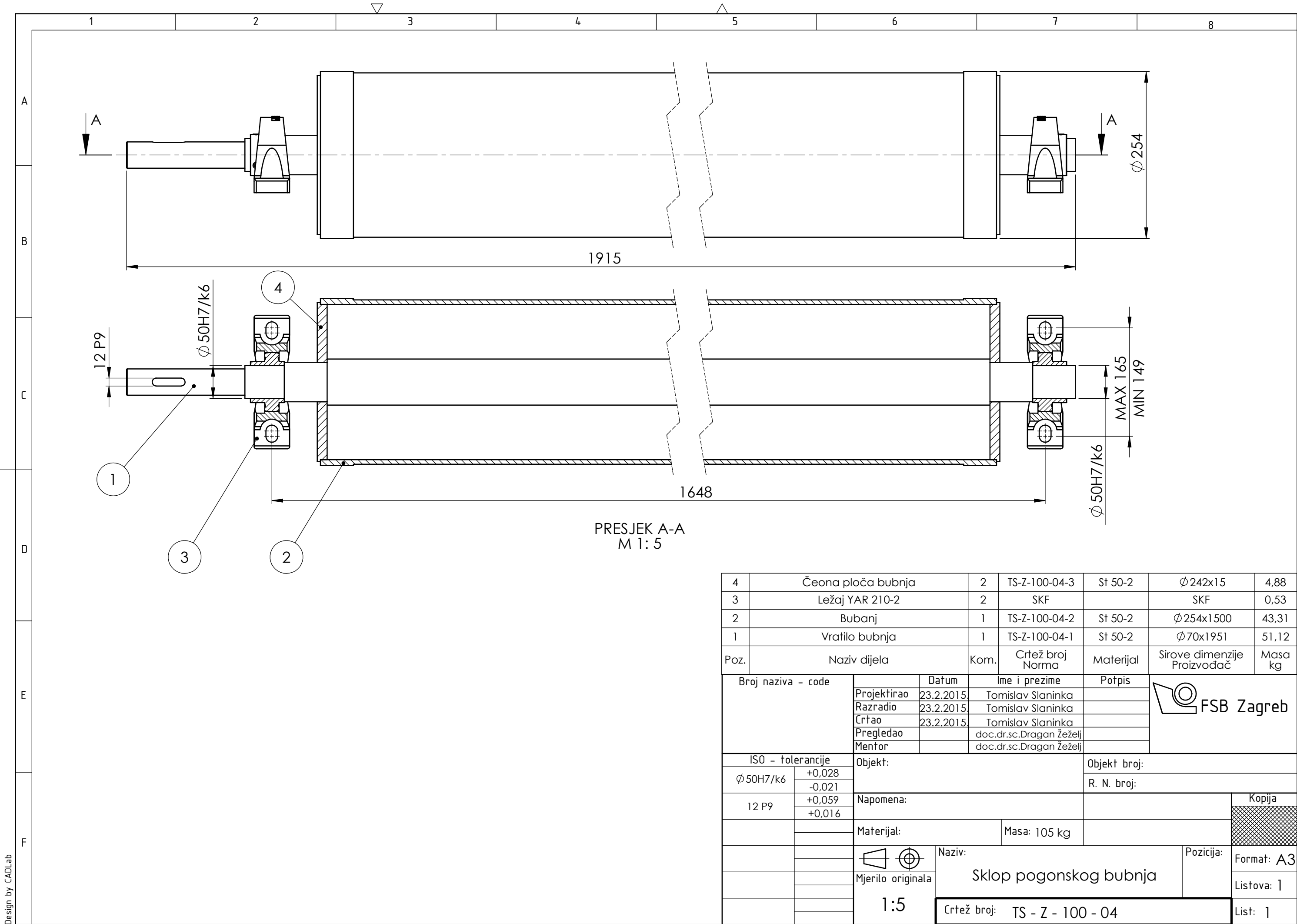
Design by CADLab



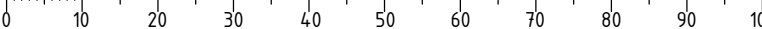


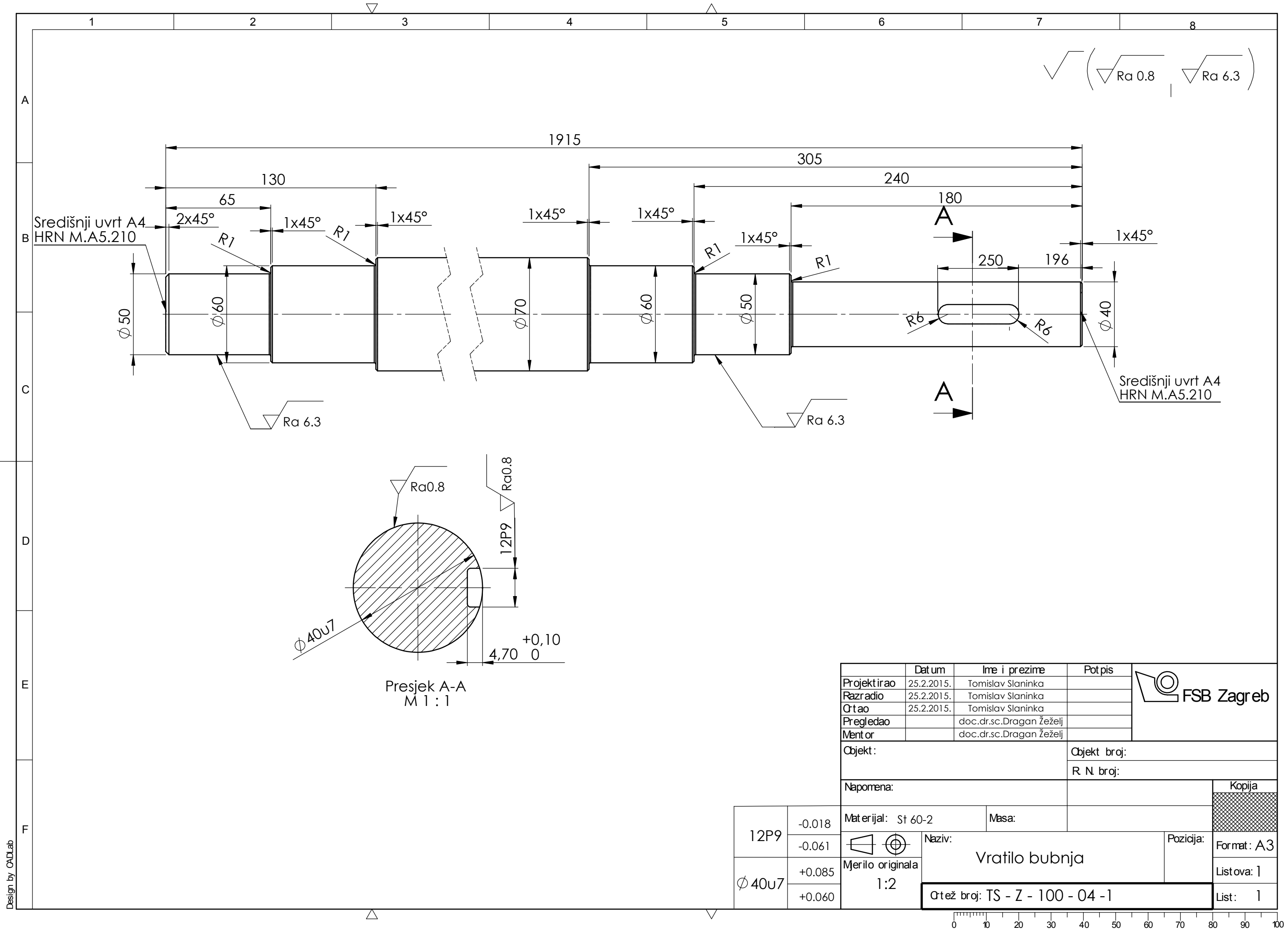
14	Ploča EM 2	1	TS-Z-100-02-14	Št 50-2	200x170x10	2,65
13	Ploča EM 1	1	TS-Z-100-02-13	Št 50-2	180x190x10	2,66
12	Pravokutna cijev 9	1	TS-Z-100-02-12	Št 50-2	1940x120x60	24,60
11	Pravokutna cijev 8	1	TS-Z-100-02-11	Št 50-2	1940x120x60	24,60
10	Pravokutna cijev 7	1	TS-Z-100-02-10	Št 50-2	1708x60x80	17,47
9	Pravokutna cijev 6	2	TS-Z-100-02-9	Št 50-2	1708x60x100	19,39
8	Pravokutna cijev 5	2	TS-Z-100-02-8	Št 50-2	650x120x60	7,87
7	Noga	4	TS-Z-100-02-7	Št 50-2	200x60x100	2,36
6	Pravokutna cijev 4	2	TS-Z-100-02-6	Št 50-2	250x60x80	2,11
5	Pravokutna cijev 3	2	TS-Z-100-02-5	Št 50-2	2170x70x40	16,76
4	Pravokutna cijev 2	1	TS-Z-100-02-4	Št 50-2	1588x70x40	11,95
3	Nosač okvira	4	TS-Z-100-02-3	Št 50-2	550x70x40	4,32
2	Nosač kotača	4	TS-Z-100-02-2	Št 50-2	110x250x8	0,94
1	Pravokutna cijev 1	2	TS-Z-100-02-1	Št 50-2	570x50x60	4,45
Poz.	Naziv dijela	Kom.	Crtež broj Norma	Materijal	Sirove dimenzije Proizvođač	Masa kg
Broj naziva - code		Datum	Ime i prezime		Potpis	 FSB Zagreb
Projektirao		23.2.2015.	Tomislav Slaninka			
Razradio		23.2.2015.	Tomislav Slaninka			
Crtao		23.2.2015.	Tomislav Slaninka			
Pregledao			doc.dr.sc.Dragan Žeželj			
			doc.dr.sc.Dragan Žeželj			
ISO - tolerancije		Objekt:			Objekt broj:	
					R. N. broj:	
		Napomena:				
		Materijal:			Masa: 216 kg	
		Naziv:				Pozicija:
		Zavarena konstrukcija				Format: A2
	Mjerilo originala					Listova: 1
	1:10	Crtež broj: TS - Z - 100 - 02				List: 1



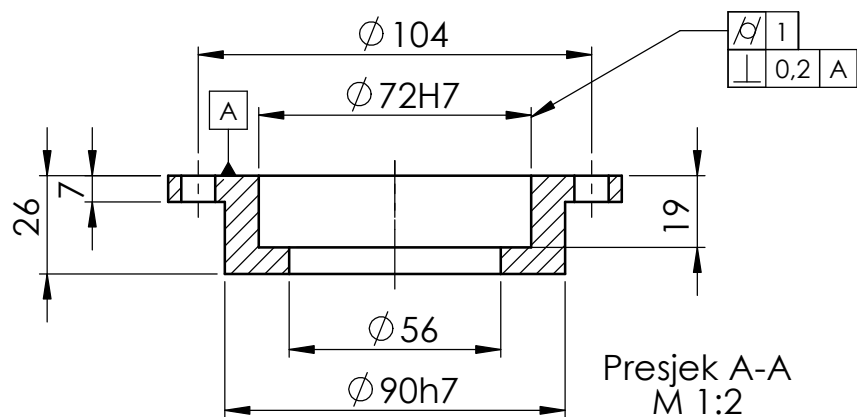
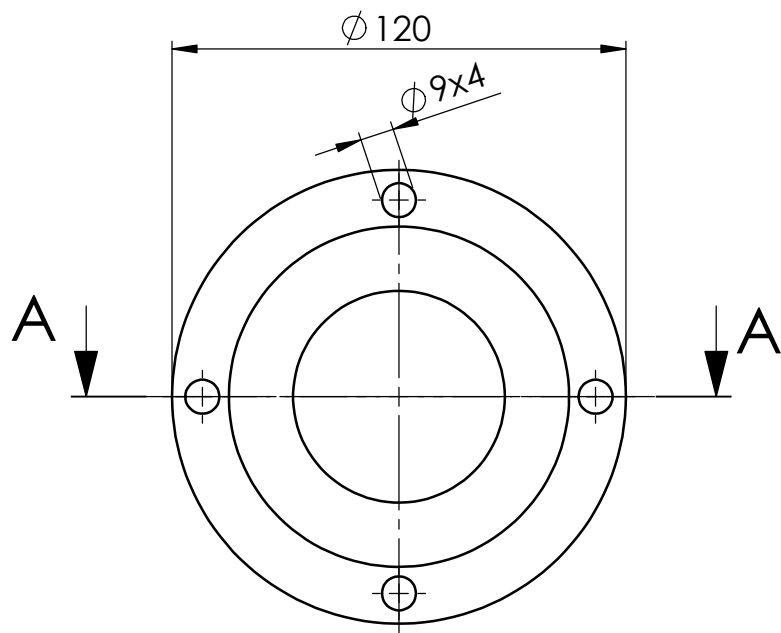


4	Čeona ploča bubnja		2	TS-Z-100-04-3	St 50-2	Ø 242x15	4,88
3	Ležaj YAR 210-2		2	SKF		SKF	0,53
2	Bubanj		1	TS-Z-100-04-2	St 50-2	Ø 254x1500	43,31
1	Vratilo bubnja		1	TS-Z-100-04-1	St 50-2	Ø 70x1951	51,12
Poz.	Naziv dijela		Kom.	Crtež broj Norma	Materijal	Sirove dimenzije Proizvođač	Masa kg
Broj naziva - code			Datum	Ime i prezime	Potpis	 FSB Zagreb	
		Projektirao	23.2.2015.	Tomislav Slaninka			
		Razradio	23.2.2015.	Tomislav Slaninka			
		Crtao	23.2.2015.	Tomislav Slaninka			
		Pregledao		doc.dr.sc.Dragan Žeželj			
		Mentor		doc.dr.sc.Dragan Žeželj			
ISO - tolerancije		Objekt:			Objekt broj:		
Ø 50H7/k6	+0,028				R. N. broj:		
	-0,021						
12 P9	+0,059	Napomena:					
	+0,016						
		Materijal:		Masa: 105 kg	 Kopija		
			Naziv:			Pozicija:	
			Sklop pogonskog bubnja			Format: A3	
						Listova: 1	
						List: 1	
		1:5		Crtež broj: TS - Z - 100 - 04			





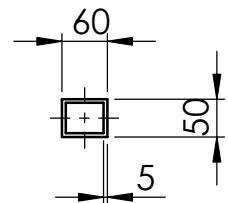
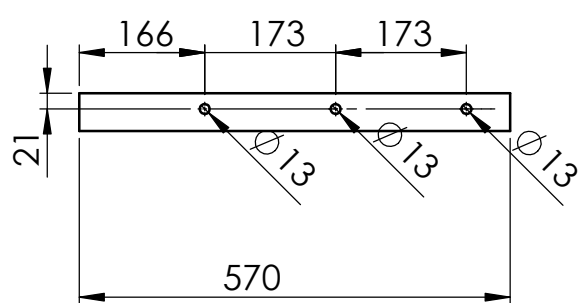
✓ ( ✓ Ra6.3 )



Napomena:

- Promjere  $\phi 72$  i  $\phi 90$  obraditi s ✓ Ra6.3
- Sva nekotirana zaobljenja su R1

	Datum	Ime i prezime	Potpis	 FSB Zagreb	
Projektirao	25.2.2015.	Tomislav Slaninka			
Razradio	25.2.2015.	Tomislav Slaninka			
Crtao	25.2.2015.	Tomislav Slaninka			
Pregledao		doc.dr.sc. Dragan Žeželj			
Mentor		doc.dr.sc. Dragan Žeželj			
Objekt:			Objekt broj:		
			R. N. broj:		
Napomena:					Kopija
					
Materijal:		Masa: 1,74kg			
	Naziv:		Pozicija:	Format: A4	
Mjerilo originala	Ležajno mjesto B			Listova: 1	
1:2	Crtež broj: TS - Z - 100 - 01-4			List: 1	



Napomena:  
Nakon obrade skinuti srh

	Datum	Ime i prezime	Potpis	 <b>FSB Zagreb</b>
Projektirao	25.2.2015.	Tomislav Slaninka		
Razradio	25.2.2015.	Tomislav Slaninka		
Otiao	25.2.2015.	Tomislav Slaninka		
Pregledao		doc.dr.sc. Dragan Žeželj		
		doc.dr.sc. Dragan Žeželj		
Objekt:			Objekt broj:	
			R. N. broj:	
Napomena:				Kopija
Materijal: St 50-2			Masa:	
	Naziv:		Pozicija:	Format: A4
Mjerilo originala	Pravokutna cijev 1			Listova: 1
1:10	Otež broj: TS - Z - 100 - 02 - 1			List: 1